

Conceção de Equipamento de Ensaio de Mangueiras de Alta Pressão

Vítor Rui Magalhães Veiga

Dissertação do MIEM

Orientador: Prof. Dr. Francisco Jorge Teixeira de Freitas



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

setembro de 2015

Success is where preparation and opportunity meet.

Bobby Unser

Resumo

Os ensaios de mangueiras hidráulicas têm como objetivo garantir a qualidade dos produtos comercializados pela Balflex. Esta necessidade de qualidade nos ensaios de certificação justificou a necessidade de concepção de um novo equipamento de ensaios de certificação de mangueiras.

Este trabalho compreendeu três fases principais, a primeira de estudo da normalização aplicável, bem como de equipamentos similares e a elaboração de uma especificação para a concepção, a segunda fase referente à concepção de uma solução hidráulica para a realização do teste das mangueiras e uma terceira dedicada ao projeto estrutural do equipamento.

No desenvolvimento do projeto hidráulico foi tomada em consideração a solução de esquema implementado num equipamento existente e a partir deste foi elaborado um novo circuito, utilizando tecnologias mais recentes e exploradas soluções alternativas mais vantajosas, tendo por base garantir maior rigor e autonomia do equipamento, associada a uma maior eficiência energética.

Na concepção estrutural foi desenvolvido um modelo 3D da estrutura da máquina com base na necessidade de acomodação dos equipamentos hidráulicos necessários e a experiência de utilizadores deste tipo de equipamentos.

O produto final consiste numa solução hidráulica final, e com os seus componentes dimensionados e seleccionados. E também um projeto conceptual da estrutura final da máquina.

Design of High Pressure Hose Test Equipment

Abstract

Hydraulic hose testing has been designed to ensure the quality of products marketed by Balflex. This need for quality in the certification tests led to the design of a new equipment of hose certification test.

This work has gone through three major phases, the first study of the applicable standards, analysis of similar equipment and preparation of a specification for the design, the second phase regarding the hydraulic circuit for the hose testing and a third dedicated to structural design for the equipment.

For the development of the hydraulic design, it was important to analyze in detail the circuit implemented in an existing equipment. The new circuit was developed using the latest technologies and explored alternative solutions in order to improve quality, autonomy and energy efficiency.

In the structural design it was developed a 3D model of the machine frame, based on the need for accommodation of the necessary hydraulic equipment and experience of users of such equipment.

The final product consists of a hydraulic solution and its components sized and selected and also a conceptual design of the machine's final structure.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Francisco Freitas pela dedicação e acompanhamento dado durante a realização desta dissertação, bem como a exigência no rigor da sua elaboração.

Ao Sr. Joaquim Silva, pela sua disponibilidade, companheirismo e pelos momentos de boa disposição proporcionados durante a realização desta dissertação.

Ao Sr. Vítor Fernandes, representante da Vmflex, que demonstrou grande interesse na dissertação e colocou ao dispor os recursos possíveis para que fosse concluída.

Ao Eng. Tiago e Eng. Sónia, da Balflex, que sempre se demonstraram prestáveis para demonstrar o funcionamento dos equipamentos da Balflex, bem como no esclarecimento de algumas dúvidas.

À minha família, pelo seu apoio e pelo contributo e paciência para a conclusão desta dissertação.

Ao Miguel Inácio, que me acompanhou na etapa final tanto desta dissertação bem como do ciclo de estudos, pela sua amizade e companheirismo.

Aos meus colegas e amigos que me acompanharam na realização desta dissertação, Filipa Côrte-Real, Francisca Silva, Ana Alves, Fábio Portela, Mariana Moura, Tiago Almeida, Luís Máximo, Mário Caiado, Hugo Freire e Vítor Ferreira pela ajuda nos momentos necessários e também pelos momentos de descontração ao longo deste período.

Aos restantes companheiros e amigos da Faculdade de Engenharia, pelo apoio e disponibilidade demonstrados.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Apresentação da Balflex.....	2
1.2	Apresentação da VMflex.....	2
1.3	Motivação do projeto	3
1.4	Organização da Dissertação	4
2	Máquinas de Ensaio de Mangueiras Hidráulicas	5
2.1	Normalização aplicada a ensaios	5
2.2	Normalização	6
2.2.1	Ensaios de impulso.....	6
2.2.2	Ensaios de impulso com solicitação	8
2.3	Equipamentos de ensaio existentes	11
2.3.1	Bimal	11
2.3.2	BLUM.....	13
2.3.3	SHINEEAST	16
2.3.4	Hainzl	17
2.4	Análise das soluções apresentadas	18
3	Proposta e discussão da solução de conceção.....	21
3.1	Capacidade de ensaios simultâneos.....	21
3.2	Pressão de ensaio.....	22
3.3	Sistema de engate rápido.....	23
3.4	Fluidos de trabalho.....	24
3.5	Divisão da máquina em 2 módulos	24
3.6	Solicitação de movimento mecânico com 1 grau de liberdade	24
3.7	Potência instalada.....	25
4	Solução de Acionamento	27
4.1	Circuito hidráulico do equipamento da Balflex	27
4.2	Circuito hidráulico proposto.....	28
4.2.1	Circuito de ensaio.....	29
4.2.2	Circuito de comando.....	35
4.2.3	Circuito Auxiliar	47
4.3	Controlador e HMI.....	51
5	Solução estrutural	53
5.1	Multiplicador de pressão hidráulico.....	53
5.1.1	Corpo inferior.....	56

5.1.2	Corpo intermédio	57
5.1.3	Corpo superior.....	58
5.1.4	Êmbolo Inferior.....	60
5.1.5	Êmbolo Superior	61
5.1.6	Haste, corpos tubulares e tirantes	64
5.1.7	Vedantes.....	72
5.1.8	Suporte do Multiplicador.....	73
5.1.9	Solução Final.....	74
5.2	Solução estrutural	76
5.2.1	Base estrutural.....	77
5.2.2	Reservatório de fugas.....	78
5.2.3	Banca de ensaio.....	79
5.2.4	Acesso ao interior	81
5.2.5	Módulo de Comando.....	82
5.3	Solução final.....	83
6	Conclusões e trabalhos futuros.....	85
6.1	Conclusões.....	85
6.2	Trabalhos futuros.....	86
7	Referências e Bibliografia.....	87
	ANEXO A: Porposta de Conceção	89
	ANEXO B: Circuito de Impulso	94
	ANEXO C: Desenhos 2D.....	97

Índice de Figuras

Figura 1.1 Presença global da Balflex	2
Figura 1.2 Stand da VMflex na EMAF 2013	3
Figura 2.1 Esquema de montagem de mangueiras [4]	7
Figura 2.2 Curva de ensaio de Impulso segundo ISO 6803 [3].....	8
Figura 2.3 Esquema de movimento de provete de ensaio ISO 6802-2.....	9
Figura 2.4 Banca de ensaio BIR 800	11
Figura 2.5 Banca BI 703 FLEX.....	12
Figura 2.6 Impulse Test Stand with Flex System da BLUM.....	14
Figura 2.7 <i>Impulse Test Stand for Industrial Requirements</i>	15
Figura 2.8 Banca de ensaios de Impulso SPT 80 da SHINEEAST.....	16
Figura 2.9 Banca de ensaio da Hainzl	18
Figura 3.1 Ciclo de ensaio regido pela norma ISO 6772	23
Figura 4.1 Máquina da Balflex [11]	27
Figura 4.2 Circuito hidráulico de ensaio de impulso [11]	28
Figura 4.3 Circuito hidráulico proposto	29
Figura 4.4 Circuito responsável pela circulação do fluido de ensaio	30
Figura 4.5 Válvula 1400 bar Oilgear TOWLER	31
Figura 4.6 Desmultiplicador de pressão responsável pela renovação de fluido.....	33
Figura 4.7 Pormenor de montagem do desmultiplicador de pressão.....	34
Figura 4.8 Circuito proposto para o comando do movimento do multiplicador	35
Figura 4.9 Acumulador hidráulico de bexiga [13]	36

Figura 4.10 Bomba Parker PVP 48	38
Figura 4.11 Circuito concebido com a utilização de elementos lógicos	39
Figura 4.12 Tampa de elemento lógico para função de válvula de retenção	41
Figura 4.13 Tampa de elemento lógico para função direcional	41
Figura 4.14 Válvula Parker D1VW	42
Figura 4.15 Válvula Parker C10 D*C	42
Figura 4.16 Válvula limitadora de pressão Parker série RE*E*W	44
Figura 4.17 Válvula Reguladora de caudal proporcional TDP NG 40 [14]	45
Figura 4.18 Vista do bloco hidráulico sem elementos lógicos	45
Figura 4.19 Bloco hidráulico completo.....	46
Figura 4.20 Circuito utilizado para regulação de pressão do acumulador	48
Figura 4.21 Electrohydraulic pumps EHP	49
Figura 4.22 Válvula limitadora de pressão proporcional	50
Figura 4.23 Acumulador hidráulico de êmbolo [13].....	51
Figura 4.24 Modicon M241 [17].....	52
Figura 4.25 Magelis iPC [17].....	52
Figura 5.1 Modelo 3D de multiplicador de pressão hidráulico existente na Balflex ...	54
Figura 5.2 Esquema de projeto para novo multiplicador hidráulico.....	55
Figura 5.3 Transdutor Magnetostrictivo [18].....	56
Figura 5.4 Modelo 3D do corpo inferior.....	57
Figura 5.5 Modelo 3D do corpo intermédio	58
Figura 5.6 Modelo 3D do corpo superior.....	59

Figura 5.7 Resultado de estudo de elementos finitos à pressão máxima do corpo superior	59
Figura 5.8 Modelo 3D do êmbolo inferior	60
Figura 5.9 Resultado do estudo de elementos finitos do êmbolo inferior	61
Figura 5.10 Modelo 3D do êmbolo superior	63
Figura 5.11 Resultados da simulação por elementos finitos ao êmbolo superior.....	63
Figura 5.12 Modelo 3D do corpo tubular inferior	65
Figura 5.13 Resultados da simulação por elementos finitos ao corpo cilíndrico inferior	65
Figura 5.14 Resultados da simulação por elementos finitos ao corpo cilíndrico superior	66
Figura 5.15 Haste de ligação entre os 2 êmbolos	66
Figura 5.16 Estrutura final do suporte do multiplicador	73
Figura 5.17 Multiplicador hidráulico completo.....	74
Figura 5.18 Detalhe de montagem dos tirantes no corpo superior do multiplicador....	74
Figura 5.19 Detalhe de montagem dos tirantes no corpo intermédio do multiplicador .	75
Figura 5.20 Detalhe de montagem dos tirantes no corpo inferior e suporte do multiplicador	75
Figura 5.21 Êmbolo completo com vedantes já montados.....	76
Figura 5.22 Modelo 3D da base da estrutura de ensaio.....	77
Figura 5.23 Resultados da simulação por elementos finitos da base da estrutura.....	77
Figura 5.24 Base da estrutura com reservatório de fugas.....	78
Figura 5.25 Base da estrutura vista frontal e lateralmente	78

Figura 5.26 Promenor da furação para fixação das calhas e guiamentos	79
Figura 5.27 Vista da mesa de ensaio com os diversos elementos montados	80
Figura 5.28 Pormenor da fixação dos veios de guiamento	81
Figura 5.29 Porta exterior da banca de ensaio	82
Figura 5.30 Dobradiça com fecho de segurança PILZ.....	82
Figura 5.31 Estrutura da base do módulo de comando	83
Figura 5.32 Solução final da estrutura	83
Figura 5.33 Visualização de ambas as portas do equipamento.....	84

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 Caraterísticas BIR 800 [6]	12
Tabela 2.2 Propriedades de BI703 [6]	13
Tabela 2.3 Caraterísticas técnicas da <i>Impulse Test Stand with Flex System</i> [7].....	14
Tabela 2.4 Caraterísticas da <i>Impulse Test Stand for Industrial Requirements</i> da BLUM [7]	15
Tabela 2.5 Caraterísticas técnicas da Banca de ensaios SPT 80 [8].....	17
Tabela 2.6 Caraterísticas técnicas da Banca de ensaios de Impulso da Hainzl [9]	18
Tabela 2.7 Tabela comparativa dos equipamentos apresentados	19
Tabela 4.1 Caraterísticas técnicas da válvula 34 [12]	31
Tabela 4.2 Caraterísticas da válvula limitadora de pressão do circuito de ensaio [12]	34
Tabela 4.3 Caraterísticas do motor de acionamento do circuito de comando	37
Tabela 4.4 Caraterísticas da Bomba do circuito de comando [14].....	38
Tabela 4.5 Elementos lógicos seleccionados para bloco hidráulico	40
Tabela 4.6 Caraterísticas de válvulas C10 D*C [14].....	43
Tabela 4.7 Caraterísticas da válvula limitadora proporcional [14]	43
Tabela 4.8 Caraterísticas da válvula reguladora de caudal proporcional [14].....	44
Tabela 4.9 Caraterísticas das válvulas de assento de tipo HRP [15]	46
Tabela 4.10 Caraterísticas do grupo hidráulico [16]	49
Tabela 4.11 Válvula limitadora de pressão Bosch Rexroth [16].....	50
Tabela 5.1 Cargas máximas admissíveis segundo o tipo de rosca	68

Tabela 5.2 Escolha e referência de vedantes e cintas de guiamento usados no multiplicador 73

1 Introdução

Nos dias de hoje, os consumidores têm uma expectativa de padrões de qualidade cada vez mais elevados, a custos sempre mais baixos.

A garantia da qualidade de muitos produtos tem de ser assegurada por ensaios experimentais, quer para validação ao nível da sua conceção, quer para confirmação da qualidade de produção, por lote de fabrico.

As mangueiras hidráulicas são um produto que, apesar de serem caracterizadas por um preço baixo, asseguram por vezes funções de enorme responsabilidade e até de segurança funcional de máquinas.

Os ensaios de certificação e de controlo de qualidade de mangueiras hidráulicas constituem um elemento determinante na cadeia de qualidade de uma empresa fornecedora. No entanto, estes devem ser rigorosos, imparciais e independentes do operador, tanto por seguirem uma normalização com parâmetros de acordo com o tipo de mangueira a ensaiar, muito vulneráveis ao erro humano, quer pela qualidade que um ensaio autónomo garante aos clientes. Para atingir esse objetivo, o ensaio deve, na medida do possível, ser assegurado por meios totalmente automatizados.

A automatização é tanto mais importante quanto se pretendam assegurar ensaios de longa duração, onde a fiabilidade, a eficácia e a eficiência energéticas dos equipamentos se tornam critérios de conceção fundamentais.

É nesta perspetiva que este projeto é elaborado para proporcionar à Balflex mais uma garantia de qualidade dos produtos que fornece aos seus clientes, com um equipamento concebido para satisfazer as necessidades específicas da empresa.

1.1 Apresentação da Balflex

Estabelecida desde 1963, a Balflex é um grupo internacional de empresas dedicado ao *design*, produção e distribuição de todos os tipos de mangueiras, tubos flexíveis, conexões, conetores, adaptadores, engates rápidos e correias em V, com altos padrões de qualidade.

Mais de meio século de profissionalismo e experiência nesta área, fazem da Balflex um fornecedor importante para a indústria em geral, nomeadamente a mineração, a agricultura, a indústria petrolífera, a exploração *off-shore* e a construção. Hoje, o Grupo Balflex abrange clientes no mundo inteiro, através de suas próprias empresas, instalações de produção e redes de distribuidores. [1]

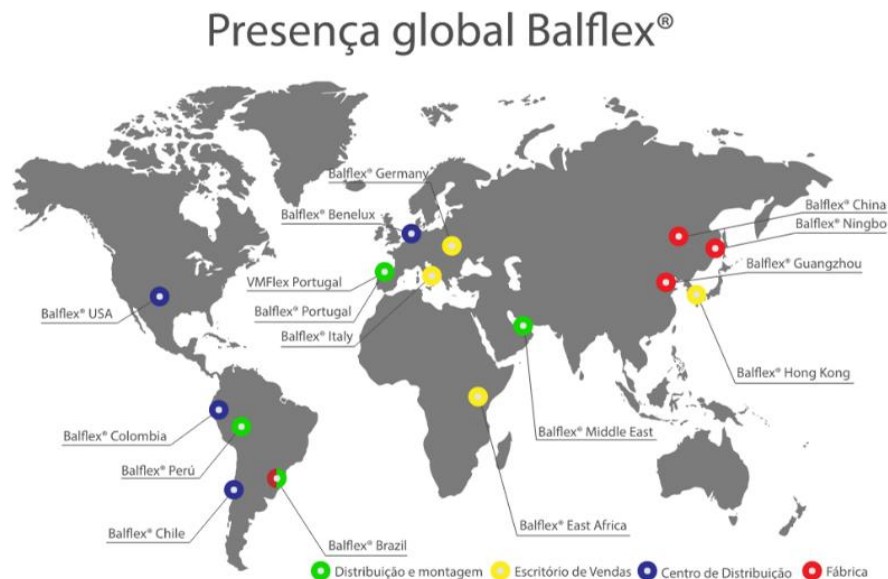


Figura 1.1 Presença global da Balflex

1.2 Apresentação da VMflex

A VMflex tem por missão comercializar soluções hidráulicas, pneumáticas e de automação, rentáveis, eficientes e eficazes, destinadas ao mercado ibérico da gestão e manutenção industrial, visando a satisfação plena do cliente, contribuindo assim para o incremento da produtividade industrial e respeitando o indivíduo, a sociedade e o meio ambiente.

A visão da empresa é ser uma das principais empresas do mercado ibérico no fornecimento de soluções hidráulicas e pneumáticas para o setor industrial. [2]



Figura 1.2 Stand da VMflex na EMAF 2013

1.3 Motivação do projeto

Hoje em dia, os consumidores exigem cada vez mais qualidade nos produtos adquiridos evitando a subida dos preços dos mesmos.

Desta forma, os ensaios de certificação e de controlo de qualidade tornam-se de extrema importância. Contudo, esses devem ser imparciais e independentes do operador que realiza estes ensaios, quer por seguirem uma normalização parametrizada exigente e de acordo com o tipo de mangueira, quer para diminuir as possibilidades de erro humano. Para garantir estas condições e a melhor qualidade exigida pelos clientes o ensaio deve ser assegurado por meios totalmente automatizados e uma capacidade máxima de trabalho por parte dos equipamentos de teste com o mínimo recurso possível à intervenção humana.

Com estas premissas em mente é proposto o projeto de conceção de uma máquina capaz de realizar ensaios de uma forma não requerente de mão de obra especializada e com possibilidade de solicitação segundo um grau de liberdade, e concebida especificamente para as necessidades da Balflex e para os produtos nela produzidos e comercializados.

1.4 Organização da Dissertação

A presente dissertação encontra-se dividida em 6 capítulos.

No capítulo 1 são apresentadas as empresas para as quais o projeto está a ser desenvolvido e também a motivação para esta dissertação.

No capítulo 2 é feita uma análise à tecnologia existente neste tipo de máquinas de ensaio. É também analisada a normalização referente a ensaios de impulso de mangueiras hidráulicas e são ainda apresentadas algumas soluções existentes no mercado para este tipo de equipamentos.

No capítulo 3 é descrita a proposta especificação de conceção apresentada à Balflex e VMflex relativa às principais características a ser implementadas no produto final, baseada nos requisitos da Balflex e na oferta existente de mercado.

No capítulo 4 é apresentado o circuito hidráulico proposto, as suas principais características e o dimensionamento associado. É também apresentada uma seleção de material necessário para implementar o circuito final da máquina.

No capítulo 5 são apresentados os projetos desenvolvidos para o multiplicador de pressão e para a estrutura final da máquina, de forma a garantir as condições apresentadas no capítulo 3.

No capítulo 6 são referidas as conclusões mais relevantes seguidas pelas propostas para trabalhos futuros.

Após as referências bibliográficas são apresentados anexos onde são apresentados o circuito hidráulico definido para a aplicação e os desenhos das peças produzidas ao longo desta dissertação.

2 Máquinas de Ensaio de Mangueiras Hidráulicas

Atualmente a óleo-hidráulica está presente nas mais variadas aplicações de processos, seja na utilização produtiva industrial ou na maquinaria pesada utilizada na construção civil.

As mangueiras hidráulicas são sempre reconhecidas como elementos essenciais na ligação de partes hidráulicas com movimento relativo, mas também elementos que merecem preocupações em termos de segurança.

Assim sendo, o teste dos diversos componentes e a garantia de qualidade dos mesmos assume-se como um ponto fulcral, no sentido da diminuição da possibilidade de defeitos de cravação e possíveis rebentamentos das mangueiras em condições de trabalho adversas. Para evitar falhas nestes componentes estes devem ser testados por forma a diminuir a possibilidade de falha e, consecutivamente, colocar em risco a integridade física do sistema no qual estão aplicados bem como a dos seus utilizadores.

2.1 Normalização aplicada a ensaios

Na identificação das normas a seguir foram analisados dos diversos organismos de normalização, nomeadamente:

- a ISO - *International Organization for Standardization*,
- a SAE - *Society of Automotive Engineers*,
- a DIN - *Deutsches Institut für Normung*.

As normas DIN são geralmente consideradas como as mais exigentes. Esta exigência não pode ser dissociada do padrão de inovação, qualidade e evolução técnica desenvolvida devido ao investimento, requisitos de qualidade e capacidade de produção industrial existente na Alemanha.

A indústria alemã, como resultado do seu rápido e constante desenvolvimento, requer uma permanente padronização em termos de técnicas de ensaio para garantir a alta qualidade dos produtos oriundos do seu país. Isto origina que, por vezes, as normas ISO e SAE sejam sucedâneas das normas DIN, devidamente ajustadas para o cenário internacional e sofrendo algumas revisões consoante os avanços tecnológicos.

Neste trabalho em específico é abordado o tema do teste de qualidade de mangueiras hidráulicas. Estes ensaios podem ser “destrutivos” ou “não destrutivos”.

Os primeiros tipos de ensaio destinam-se à análise do comportamento em condições extremas conducentes a rotura e os segundos tipos destinam-se a verificar a qualidade do binómio mangueira e cravação dos manguitos em termos de funcionamento em serviço.

2.2 Normalização

2.2.1 Ensaio de impulso

Os ensaios de impulso destinam-se à sujeição condições extremas da vida útil de uma mangueira de uma forma acelerada. Os procedimentos a efetuar neste tipo de ensaios são regidos pelas normas DIN EN ISO 6803 [3] ou SAE J343 [4].

Os procedimentos que devem ser adotados, a forma de cálculo bem como outros requisitos são idênticos nas normas acima referidas. De seguida, são apresentadas, de forma geral, as regras seguidas neste tipo de ensaios, podendo estas sofrer algumas alterações derivadas do tipo de construção da mangueira a ser testada.

Condições de Ensaio

- Quatro provetes de mangueiras, montadas com os terminais adequados, que devem ser ensaiados com circulação de fluido a uma temperatura de até 150°C, com uma tolerância de $\pm 3^\circ\text{C}$;
- Aquecimento ou arrefecimento da câmara de ensaio não é permitida exceto quando a temperatura do fluido de ensaio seja superior a 150°C;
- A pressão de ensaio corresponde a 133% da pressão nominal de trabalho especificada;
- Os provetes devem completar, no mínimo, 200 000 ciclos de teste sem apresentar vazamentos ou outros defeitos que comprometam o seu bom funcionamento.

Procedimento de ensaio

O ensaio de impulso deve ser conduzido em provetes de mangueira não envelhecida. Os conjuntos montados devem ser submetidos a um ensaio em equipamento adequado com o raio de curvatura a apresentar-se com o menor valor possível de acordo com as especificações:

- mangueiras com diâmetro nominal menor que 25 mm devem ser curvadas a 90° ou 180°.
- mangueiras com diâmetro nominal maior ou igual a 25 mm devem ser curvadas a 90°.
- para curvatura de 180°, o comprimento livre entre conexões é:

$$l = \pi \times (\text{raio mínimo de curvatura}) + 2 \times (\text{diâmetro externo da mangueira})$$

- Para curvatura de 90° o comprimento livre entre conexões é:

$$l = \frac{\pi \times \text{raio mínimo de curvatura}}{2} + 2 \times (\text{diâmetro externo da mangueira})$$

Na figura 2.1 são apresentadas as duas formas de montagem dos provetes de ensaio.

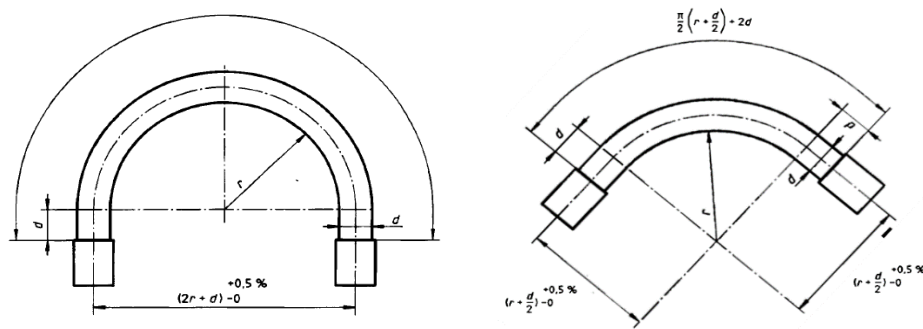


Figura 2.1 Esquema de montagem de mangueiras [4]

A frequência de impulso deve estar compreendida entre 0,5Hz e 1,25Hz, à pressão especificada para cada provete.

A curva de pressão deve aproximar-se o mais possível à curva mostrada na figura 2.2, a menos que uma falha ocorra primeiro.

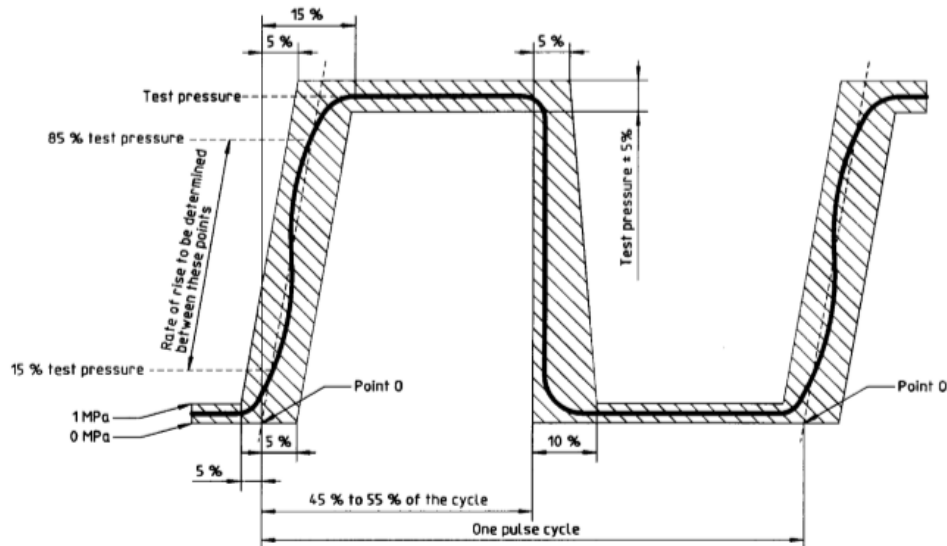


Figura 2.2 Curva de ensaio de Impulso segundo ISO 6803 [3]

É recomendado que o fluido de ensaio seja trocado frequentemente, para evitar a sua deterioração [norma DIN], dada a temperatura elevada a que os ensaios são realizados.

Resultados

No documento final de resultado do ensaio deve ser registado o seguinte:

- referência à norma aplicada;
- designação completa da mangueira, com referência aos terminais utilizados;
- temperatura do fluido e câmara de ensaio;
- pressão de ensaio;
- designação do tipo de óleo utilizado;
- taxa de aumento de pressão;
- frequência de solicitação de ensaio;
- raio de curvatura aplicado, 90° ou 180°;
- número de ciclos registado após o término do ensaio, ou até à ocorrência de falha;
- resultado qualitativo do ensaio;
- data de conclusão do ensaio e nome do operador responsável.

2.2.2 Ensaio de impulso com solicitação

Os ensaios de impulso com solicitação exterior destinam-se à recriação da vida útil de uma mangueira de uma maneira acelerada com a adição de solicitações mecânicas dos provetes

nos vários graus de liberdade possíveis. Os procedimentos a efetuar neste tipo de ensaios é ditado pela norma DIN EN ISO 6802 [5].

Os procedimentos que devem ser adotados, a forma de cálculo bem como outros requisitos são idênticos ao da norma referida e cujas características principais são apresentadas de seguida.

Na norma ISO 6802 são referidos 2 métodos para este tipo de ensaios. O método número 1, corresponde a uma sollicitação com dois graus de liberdade, horizontal e vertical, que corresponderá a uma rotação em torno de um eixo. Contudo, neste relatório apenas é de relevante referir o método número 2 que corresponde à aplicação de uma sollicitação mecânica de deslocamento de um dos extremos da mangueira (*sliding*) na direção horizontal, como é apresentado na figura 2.3, em simultâneo com a sollicitação de pressão impulsional interna.

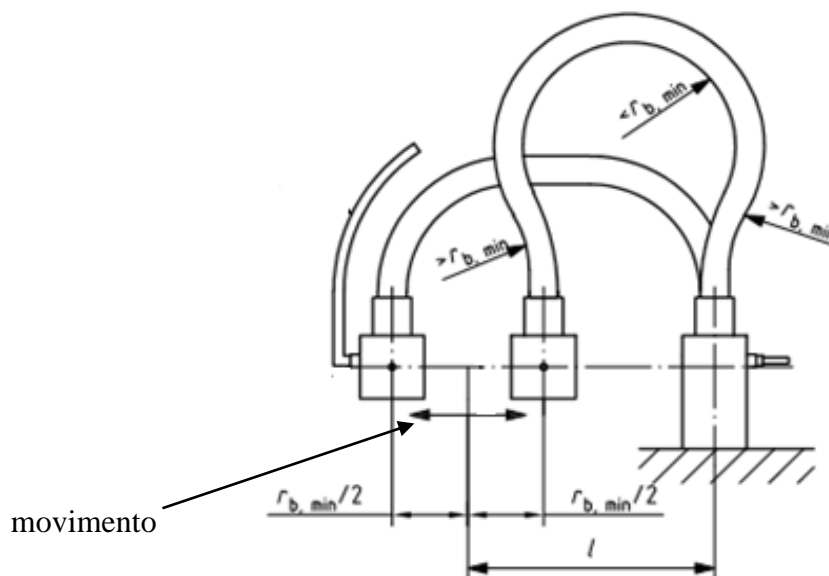


Figura 2.3 Esquema de movimento de provete de ensaio ISO 6802-2

Procedimento de ensaio

Neste ensaio um dos extremos do provete é conetado a uma ligação fixa e o outro é conetado a uma ligação montada numa carruagem que se desloca horizontalmente (*sliding*).

Os ciclos impulsivos de pressão e a sua frequência são realizados tendo em conta a norma ISO 6803.

A duração do teste é determinada pelo número de ciclos pretendidos para o provete em causa ou até à ocorrência de falha do mesmo.

No caso da falha do provete ocorrer até 25 mm de um dos acoplamentos será considerada falha de cravação e será indicado no relatório de teste.

Resultados

O relatório do ensaio deve incluir a informação seguinte:

- Referência à norma aplicada;
- designação completa da mangueira com referência aos terminais utilizados;
- método utilizado no ensaio (método 1 ou 2);
- temperatura de teste;
- pressão de ensaio;
- fluido de teste;
- taxa de aumento de pressão;
- frequência de impulso;
- frequência de solicitação;
- número de ciclos de impulso até à falha, ou número de ciclos de impulso completos para cada provete ensaiado;
- posição e modo da falha para cada provete, ou condições de cada provete após o ensaio;
- data do teste e operador responsável;

2.3 Equipamentos de ensaio existentes

No mercado, para este tipo de ensaios, existe uma grande variedade de oferta de equipamentos. Desde equipamentos onde todo o controlo é efetuado manualmente pelo operador, até às soluções completamente automatizadas, onde os testes são executados automaticamente e de acordo com as normas, garantindo assim uma inspeção imparcial, ao contrário das soluções manuais.

Foram estudadas as soluções existentes no mercado, abrangendo desde as mais simples até às soluções de elevado grau de complexidade com o objetivo de perceber o seu funcionamento, no sentido de se desenvolver uma melhor solução na conceção.

De seguida, são apresentados alguns dos principais fabricantes de máquinas de ensaio de mangueiras hidráulicas e as soluções que disponibilizam.

2.3.1 Bimal

A BIMAL, desde a sua fundação em 1984, tem desenvolvido e construído bancas de ensaio, testes de qualidade para produção industrial e equipamento didático para escolas e universidades. O grupo BIMAL é constituído por quatro empresas, a BIMAL TESTING MACHINES, a BIMAL AUTOMAZIONI, a BIMAL OLEODINAMICA e a LUCAS [6].

O modelo mais completo, em termos tecnológicos, é o BIR800, apresentada na figura 2.4, que realiza o ensaio de flexão com rotação e flexão, correspondente à ISO 6802-1, a até 4 mangueiras e, caso seja estático, pode realizar o ensaio a 6 mangueiras. Contudo, nas características apresentadas na tabela 2.1 pode verificar-se que o seu consumo energético é bastante elevado.



Figura 2.4 Banca de ensaio BIR 800

Tabela 2.1 Características BIR 800 [6]

BIR800	
Pressão de teste	80 a 800 bar
Frequência de Impulso	0,05 ... 1,5 Hz
Temp. Máxima de ensaio:	125 °C
Cilindrada de impulso	1594 cm ³
Controlo	Automático por PLC e computador
Alimentação	400 V – 50 Hz – 230 kVA
Frequência de flexão	Até 1 Hz

No entanto, a máquina que tem as características mais semelhantes à que se pretende ver projetada no âmbito deste trabalho é a BI703 FLEX apresentada na figura 2.5. Esta apresenta a possibilidade de ensaio até 6 mangueiras, dependendo do seu diâmetro e de uma solicitação com 2 graus de liberdade que permitam que os ensaios estejam em conformidade com a norma ISO 6802-1.



Figura 2.5 Banca BI 703 FLEX

As propriedades deste equipamento são apresentadas na tabela 2.2.

Tabela 2.2 Propriedades de BI703 [6]

BI703 FLEX	
Pressão de teste	50 a 700 bar
Frequência de Impulso	0,05 ... 1,5 Hz
Temp. Máxima de ensaio:	150 °C
Cilindrada de impulso	485 cm ³
Controlo	Automático por PLC e computador
Alimentação	400 V – 50 Hz – 79 kVA
Frequência de flexão	Até 1 Hz

2.3.2 BLUM

A Blum-Novotest GmbH é reconhecida pelo desenvolvimento de tecnologia de teste e medição inovadoras e de alta qualidade. Esta empresa apresenta vários modelos possíveis para testar mangueiras de alta pressão no entanto, só serão apresentados dois.

O primeiro modelo apresentado é denominado no *site* da empresa como *Impulse Test Stand with Flex System*, apresentado na figura 2.6. Neste modelo, a solicitação de flexão é feita através de um sistema biela-manivela, o que faz com que o seu movimento seja de amplitude constante sem necessidade de controlo de posição, podendo apenas variar a velocidade do acionamento.



Figura 2.6 Impulse Test Stand with Flex System da BLUM

As características deste equipamento são apresentadas na tabela 2.3.

Tabela 2.3 Características técnicas da *Impulse Test Stand with Flex System* [7]

<i>Impulse Test Stand with Flex System</i>	
Pressão de teste	Até 1500 bar
Frequência de Impulso	Até 1,7 Hz
Temp. Máxima de ensaio:	160°C
Cilindrada de impulso	Até 720 cm ³
Alimentação	110 kW
Controlo	Automático por PLC
Frequência de flexão	Até 0,67 Hz

O outro modelo da Blum apresentado aqui é denominado por *Impulse Test Stand for Industrial Requirements*, apresentado na figura 2.7. Este modelo apenas faz testes estáticos e tem uma cilindrada inferior a todos os modelos até agora apresentados, o que pressupõe que neste caso é possível ensaiar um menor número de mangueiras relativamente aos anteriores.



Figura 2.7 *Impulse Test Stand for Industrial Requirements*

As características deste equipamento são apresentadas na tabela 2.4.

Tabela 2.4 Características da *Impulse Test Stand for Industrial Requirements* da BLUM [7]

<i>Impulse Test Stand for Industrial Requirements</i>	
Pressão de teste	Até 1500 bar
Frequência de Impulso	Até 1,7 Hz
Temp. Máxima de ensaio:	160°C
Cilindrada de impulso	Até 360 cm ³
Alimentação	37 kW/ 55 kW*
Controlo	Automático por PLC

*depende da cilindrada e pressão máximas

2.3.3 SHINEEAST

Jinan Shineeast Fluid Systems Equipment Co foi fundada em 2011 e é responsável pela produção de equipamentos capazes de gerar, guardar e controlar altas pressões em gases e líquidos.

A SHINEEAST Impulse Test Benches são especializados em bancas de teste para pressão, impulso assim como rebentamento, vibração e outros testes funcionais. São alimentadas por uma bomba hidráulica produzida pela Shineeast e são capazes de ensaiar com líquidos como água, óleo e químicos não corrosivos [8].

Na figura 2.8 é apresentada o equipamento de ensaios de impulso deste fabricante.



Figura 2.8 Banca de ensaios de Impulso SPT 80 da SHINEEAST

As características deste equipamento são apresentadas na tabela 2.5.

Tabela 2.5 Características técnicas da Banca de ensaios SPT 80 [8]

SPT 80	
Pressão de teste	Até 800 bar
Frequência de Impulso	Até 1,25 Hz
Temp. Máxima de ensaio:	120°C
Cilindrada de impulso	-
Controlo	Automático por PLC e IPC

2.3.4 Hainzl

Fundada há 50 anos, a Hainzl é uma empresa Austríaca que desenvolve soluções inovadoras para edifícios, fluidos e automação [9].

Este grupo apresenta como missão o alcance de tecnologia dos mais altos padrões e como tal identificaram 8 áreas onde se intitulam líderes tecnológicos, como:

- Hidráulica
- Eletromecânica
- Automação Industrial
- Sistemas eletrónicos embebidos
- Otimização de sistemas
- Sistemas robóticos e de manipulação
- Tecnologia de processos
- Automação de edifícios



Figura 2.9 Banca de ensaio da Hainzl

As propriedades da banca de ensaio desenvolvida por esta empresa são apresentadas de seguida na tabela 2.6.

Tabela 2.6 Características técnicas da Banca de ensaios de Impulso da Hainzl [9]

<i>Hainzl Impulse test bench</i>	
Pressão de teste	Até 1500 bar
Frequência de Impulso	Até 1,25 Hz
Temp. Máxima de ensaio:	150 °C
Cilindrada de impulso	-
Controlo	IPC

2.4 Análise das soluções apresentadas

Depois desta análise a vários equipamentos existentes no mercado é apresentada uma tabela que compara as principais características destes.

Tabela 2.7 Tabela comparativa dos equipamentos apresentados

	Bimal BI703 flex	Blum Impulse Test Stand with Flex System	Shineeast SPT 80	<i>Hainzl Impulse test bench</i>
Pressão de teste (máx)	700 bar	1500 bar	800	1500
Frequência de Impulso (máx)	1,5 Hz	1,7 Hz	1,25 Hz	1,25 Hz
Cilindrada de impulso	485 cm ³	720 cm ³	-	-
Frequência de solicitação (máx)	1 Hz	0,67 Hz	-	-
Potência de alimentação	79 kW	37/55 kW	-	-

Na tabela 2.7 podemos observar que a BI 703, apesar de ter a pressão mais baixa na comparação, a sua potência de alimentação é bastante elevada relativamente ao equipamento da Blum. Contudo para que as condições de pressão sejam próximas do equipamento concebido pela Bimal a potência terá de ser de 55 kW resultando numa pressão máxima 630 bar e uma cilindrada de 360 cm³.

Noutra perspetiva podemos observar que apesar de a norma ISO 6803 definir a frequência de impulso entre os parâmetros de 0,5 e 1,25 Hz os equipamentos da Blum e da Bimal estabelecem uma frequência máxima acima de 1,25 Hz.

3 Proposta e discussão da solução de conceção

Neste trabalho é de todo necessário cumprir os objetivos da empresa que requisitou a conceção do equipamento. Contudo é necessário ter em conta as ofertas variadas já existentes no mercado, interpretar as suas características e adaptá-las às necessidades específicas da Balflex. Desta forma, após a análise de mercado foi elaborada uma proposta apresentada à empresa, apresentada no Anexo A, e na qual se descrevem as principais características a implementar na conceção, que são as seguintes:

- Capacidade de ensaio: 4 mangueiras em simultâneo;
- Pressão máxima de ensaio: 700 bar;
- Multiplicador de pressão desenvolvido especificamente para a aplicação em questão;
- Introdução de uma solução de engate rápido, para conexão rápida das mangueiras, usado no ensaio de validação de mangueiras já cravadas;
- Utilização de 2 fluidos de trabalho: o do circuito de ensaio e o do circuito de comando e de acionamento;
- Divisão do sistema em 2 módulos, um deles com o circuito de comando e acionamento e o segundo a banca e circuito de teste;
- Inclusão de um sistema de solicitação dinâmica com 1 grau de liberdade, correspondente a uma flexão horizontal;
- Potência máxima instalada de, aproximadamente, 30 kW;

A justificação para as tomadas de decisão é feita nos pontos seguintes.

3.1 Capacidade de ensaios simultâneos

A capacidade de ensaios imposta deve-se à necessidade de, segundo a norma ISO 6803, ensaiar quatro provetes para que o ensaio de um tipo de mangueira seja válido. Contudo,

mediante as necessidades de produção da empresa, só é necessário que sejam efetuados, em simultâneo, os quatro ensaios com provetes até 1” e 1 m de comprimento. A partir deste tamanho de provete já não existe uma produção que exija a realização de ensaios de tantos provetes o que se pode traduzir na realização dos ensaios de quatro provetes em sequência, como por exemplo dois de cada vez, ou realizar ensaios a uma frequência menor.

Esta condição resulta numa cilindrada de impulso de, aproximadamente, 330 cm³. Este valor foi obtido com base nas características dos equipamentos apresentados no capítulo 2 e tendo como principal referência o equipamento BI 703 que permite o ensaio a 6 mangueiras em simultâneo com diâmetro de 1” com uma cilindrada de 485 cm³. Foi então estabelecida através de uma relação linear a cilindrada apresentada, que possibilitará ensaiar 4 mangueiras de 1” com 1 m de comprimento caso estas tenham quatro tranças metálicas.

3.2 Pressão de ensaio

Na definição da pressão máxima de ensaio foram tidas em conta as principais características do tipo de mangueiras que são produzidas pela Balflex, e em especial a sua pressão de trabalho nominal pois, segundo norma ISO 6803, a pressão máxima atingida durante o ensaio de impulso é de, pelo menos, 33% acima da pressão nominal de funcionamento. Desta análise resultou que uma pressão máxima de ensaio de 700 bar é suficiente para ser possível realizar ensaios a praticamente todas as mangueiras produzidas na Balflex. Com efeito, a pressão nominal de 400bar é um valor suficientemente elevado para a maior parte dos sistemas hidráulicos, o valor de 700bar é 75% superior a este. Este sobredimensionamento permitirá ainda implementar o ensaio regido pela norma ISO 6772 [10] que consiste na inclusão em cada ciclo de impulso pico de pressão 50 % acima da pressão nominal como demonstrado na figura 3.1.

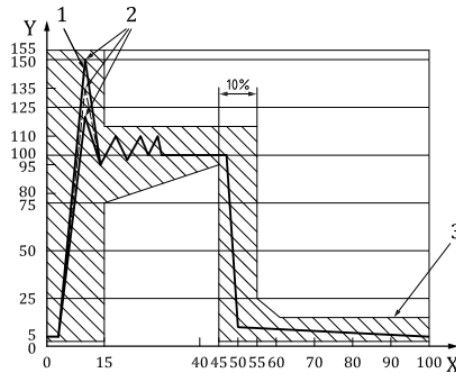


Figura 3.1 Ciclo de ensaio regido pela norma ISO 6772

1	Pico de pressão máximo
2	valores de intervalo para o pico de pressão 115 a 150% da pressão nominal
3	Pressão máxima admissível na zona de baixa pressão

A pressão de trabalho de 700bar não é aconselhável para aplicação num circuito hidráulico pulsante pelo que, a introdução de um multiplicador de pressão se apresenta como uma solução de *interface* que, reduzindo a pressão e a temperatura máxima atingidas ao circuito principal do sistema, permite assegurar um fluxo adequado de fluido de ensaio a uma pressão significativamente superior.

3.3 Sistema de engate rápido

A importância deste sistema deve-se à necessidade de fazer “ensaios de validação” para garantir que não haja defeitos nas mangueiras de elevado custo, principalmente defeitos de cravação. Resulta também da necessidade de uma garantia adicional de qualidade em algumas aplicações onde seja adequado. Este tipo de ensaio é de curta duração onde a pressão de ensaio corresponde à pressão nominal da mangueira.

Assim sendo, o tempo de montagem e desmontagem do provete torna-se muito significativo no tempo total de ensaio. Este facto torna a inclusão de uma solução de montagem rápida uma mais valia neste tipo de máquinas de ensaio pois, para além de diminuir o tempo de montagem e desmontagem, evita também que fiquem marcas de desgaste por uso de ferramentas na montagem do provete.

3.4 Fluidos de trabalho

De acordo com a norma ISO 6803 é requerido, sistematicamente, realizar os ensaios a altas temperaturas (até 150 °C) o que para um óleo mineral não é aconselhável. Desta forma deve recorrer-se a um óleo de base sintética. Contudo, para o circuito hidráulico que fará o comando do multiplicador de pressão, pode ser usado um óleo mineral. Tendo em conta que estes dois fluidos não se podem misturar são introduzidos mais requisitos de projeto para o multiplicador de pressão.

Com esta solução, o circuito hidráulico primário pode funcionar com óleo mineral, que é compatível com todos os componentes hidráulicos, ficando o circuito secundário, que é extremamente mais reduzido em componentes, a funcionar com um fluido sintético. Reconhecem-se assim, as incompatibilidades que os principais fluidos sintéticos têm com certos tipos de materiais, quer metálicos quer poliméricos.

3.5 Divisão da máquina em 2 módulos

Neste tipo de máquinas, as paragens para manutenção, ou reparação de avarias, são inevitáveis visto que todos os componentes são solicitados a, pelo menos, 200.000 ciclos por cada ensaio realizado. Com conhecimento deste facto, torna-se importante facilitar os trabalhos de manutenção a todos os componentes. Desta forma, a máquina será dividida em 2 módulos:

- o primeiro módulo, onde estará todo o circuito de comando e acionamento que termina com a movimentação do multiplicador de pressão hidráulico;
- um segundo módulo, onde estará o multiplicador de pressão, todo o circuito secundário que inclui o segundo reservatório com o fluido de teste, a mesa de ensaio e todo o interface da máquina com os seus utilizadores.

3.6 Solicitação de movimento mecânico com 1 grau de liberdade

A introdução desta solicitação torna o equipamento mais versátil e capaz de garantir o cumprimento da norma de ensaio para mangueiras hidráulicas, ISO 6802-2, que atualmente a empresa não possui e constitui uma mais valia na venda dos seus produtos. Esta inclusão também auxiliará na montagem dos provetes, pois será possível para o operador ajustar a distância do módulo de montagem móvel tendo como referência o módulo de montagem fixo, tornando possível a adaptação mais cómoda aos diferentes tamanhos de mangueira.

3.7 Potência instalada

A potência instalada neste tipo de equipamentos é de extrema importância pois, como os ensaios são de longa duração, o consumo energético deve ser o mais otimizado possível.

Desta forma, para os valores propostos de 300 cm³ (c) e 700 bar (p), e para um tempo de ciclo de 1s pode estudar-se a potência requerida pelo sistema.

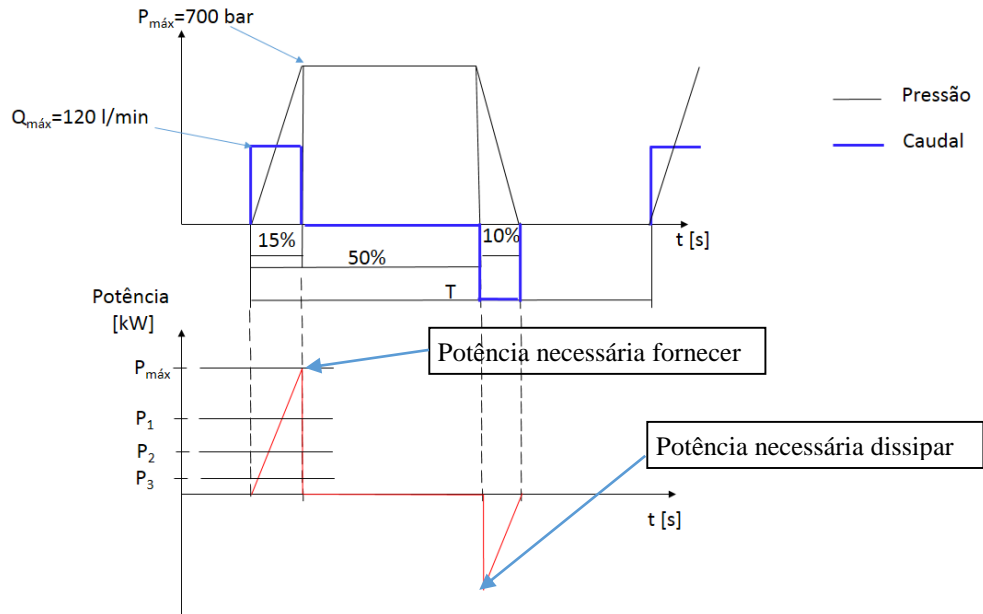


Gráfico 3.1 Relação entre ciclo de ensaio e potência necessária

Do gráfico 3.1 podem retirar-se quatro valores com importância relevante:

- $P_{máx}$ o valor que corresponde à potência necessária para realizar o ensaio fornecendo energia apenas quando esta é necessária, isto é, 15 % do tempo de ciclo;
- P_1 o valor que corresponde a considerar que, como a subida é feita segundo uma reta, o valor de potência média pode ser reduzido para 50 % relativo a considerar uma subida de pressão instantânea,
- P_2 o valor que é obtido a partir da consideração de que a zona de subida de pressão corresponde apenas a 30% da zona de ciclo “ativa”. Finalmente P_3 foi calculado considerando que apenas é necessário fornecer potência em 15% do ciclo total.

Para $P_{máx}$ vem $t = 150$ ms

$$Q = \frac{c}{t} = \frac{0,3}{0,150} \times 60 = 120 \text{ l/min}$$

$$P_{máx} = \frac{Q \times p}{600} = \frac{120 \times 700}{600} = 140 \text{ kW}$$

Para P_1 vem

$$P_1 = P_{m\acute{a}x} \times 0,5 = 70 \text{ kW}$$

Para P_2 vem

$$P_2 = P_{m\acute{a}x} \times 0,3 = 42 \text{ kW}$$

Para P_3 vem

$$P_3 = P_{m\acute{a}x} \times 0,15 = 21 \text{ kW}$$

O valor ideal para a potência instalada seria, portanto, o valor de P_3 . Contudo, devido a perdas de carga e outras perdas intrínsecas, este valor é considerado inatingível. Ainda assim, o valor da potência instalada deverá ficar o mais próximo possível deste valor de forma a garantir a maior rentabilidade energética do equipamento.

4 Solução de Acionamento

Neste capítulo, é abordada e explicada a solução desenvolvida para este projeto, que teve como base o circuito hidráulico já existente numa máquina que a Balflex possui e adaptá-lo às tecnologias existentes hoje em dia, pois o equipamento é originalmente de 1991. Assim, chegou-se à solução eletro-hidráulica, apresentada de seguida.

4.1 Circuito hidráulico do equipamento da Balflex

O equipamento existente na Balflex é da Bimal e tem a designação de 1000S1. Realiza dois ensaios: “rebetamento” e “impulso”. Para esta dissertação apenas foi analisado o circuito hidráulico que realiza o ensaio de impulso. Na figura 4.1 é apresentado o equipamento em questão.



Figura 4.1 Máquina da Balflex [11]

O circuito hidráulico usado para o ensaio de impulso é apresentado na figura 4.2.

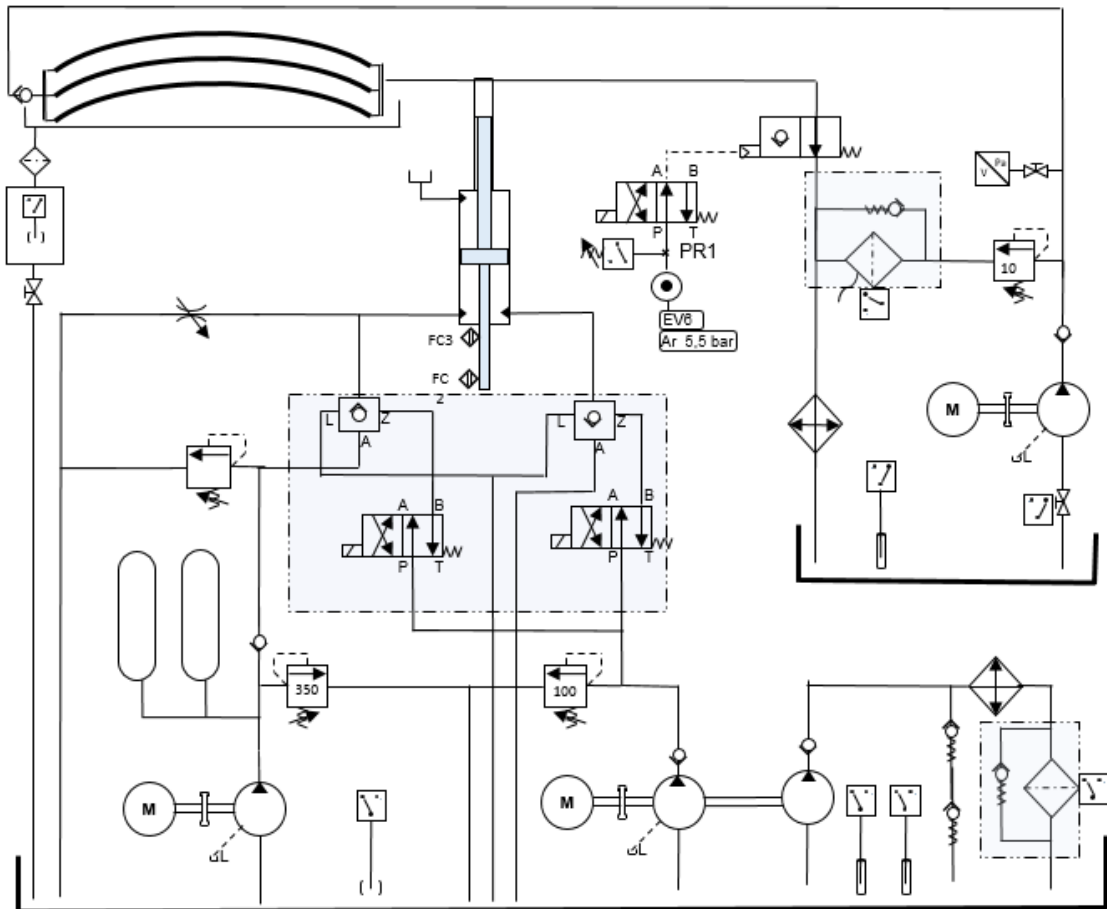


Figura 4.2 Circuito hidráulico de ensaio de impulso [11]

Como se pode observar no circuito apresentado, para a geração dos impulsos o equipamento em questão recorre também a pneumática, o que neste caso, se torna uma solução com vantagens visto que, no ensaio de rebentamento, são usados multiplicadores pneumo-hidráulicos. Contudo, este projeto não contempla a implementação de ensaio de rebentamento, o que torna o auxílio pneumático dispensável.

4.2 Circuito hidráulico proposto

Com o estudo do circuito, foi elaborado um novo circuito, capaz de responder às condições de teste propostas à Balflex e que, simultaneamente, mantenha o consumo de energia no menor valor possível.

O novo circuito é apresentado na figura 4.3, sendo que nos subcapítulos seguintes são apresentados os diversos subcircuitos (comando, ensaio e auxiliar) e os seus principais componentes e necessidades. Finalmente, no Anexo B é apresentado o circuito completo juntamente com a lista de componentes.

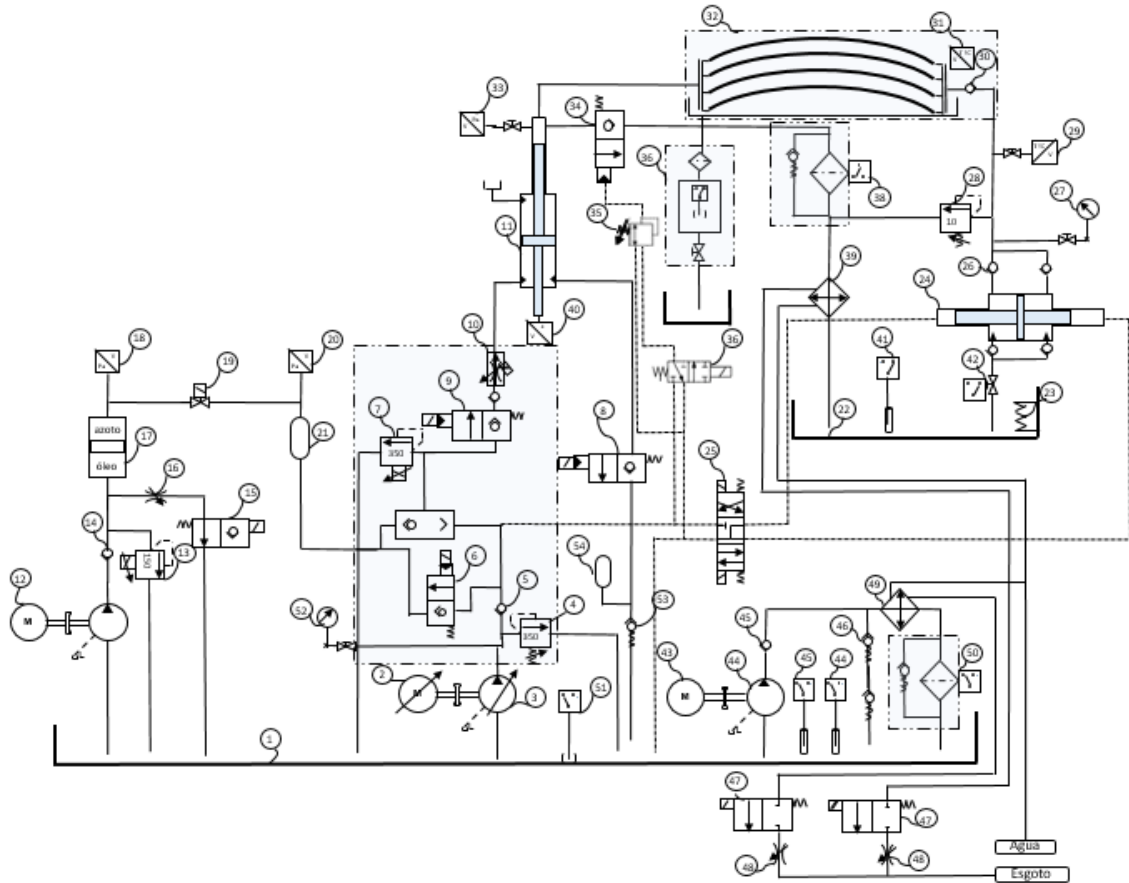


Figura 4.3 Circuito hidráulico proposto

Do circuito hidráulico acima presente, pode-se observar que no acoplamento bomba-motor do subcircuito principal, em que o caudal é relevante, o motor elétrico é de velocidade variável. Isto deve-se ao interesse da Balflex em possibilitar a implementação do projeto, após concebido, em locais onde o fornecimento elétrico é feito a 60 Hz em detrimento dos 50 Hz, para os quais os cálculos de caudal foram aplicados. Esta regulação de caudal poder-se-ia compensar apenas com a utilização de uma bomba de cilindrada variável, no entanto é pertinente usar motores de velocidade variável por motivos de eficiência energética.

4.2.1 Circuito de ensaio

O circuito de ensaio, apresentado na figura 4.4, é o responsável por pressurizar os provetes e proceder à circulação do fluido de ensaio.

A pressurização dos provetes é realizada através de um multiplicador de pressão. A depressurização dos provetes é realizada por uma válvula especial de descarga. A circulação (renovação) do fluido de ensaio é realizado durante a metade do ciclo em que o sistema se encontra em descarga, de modo a manter sempre tanto as mangueiras a ser testadas como a câmara do multiplicador de pressão com fluido de ensaio e, ao mesmo tempo, as condições ótimas de funcionamento do óleo de ensaio.

Para esta divisão do equipamento é necessário ter em conta que este funcionará a altas temperaturas ($>100\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Assim para o circuito que será apresentado de seguida será usado um óleo para aplicações a altas temperaturas neste caso o Renolim Xtreme TEMP 32.

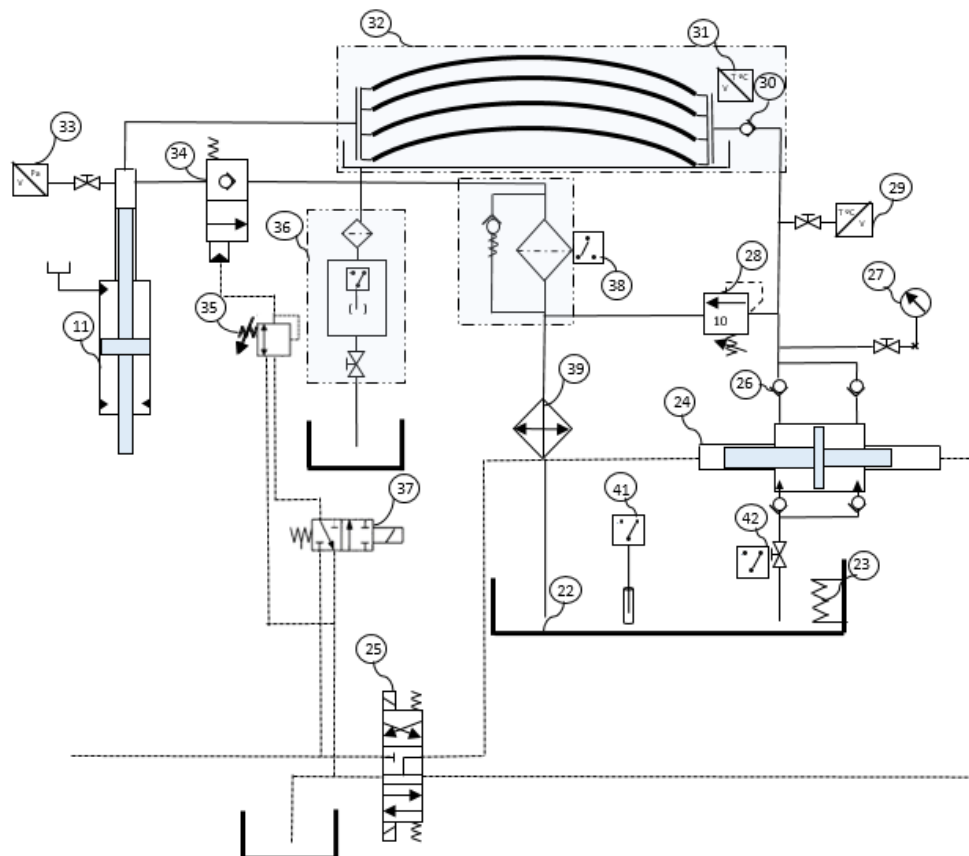


Figura 4.4 Circuito responsável pela circulação do fluido de ensaio

Neste circuito todos os equipamentos na zona de teste são associados a temperaturas e pressões levadas, até $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Assim, para diminuir os custos associados na compra destes equipamentos, a decompressão deste circuito, que obrigaria a necessidades de caudal muito elevados na válvula cód. 34, é assegurada a partir do circuito de comando do multiplicador de pressão.

A válvula cód. 34 foi selecionada da marca Oilgear e é apresentado na figura 4.5 um desenho de conjunto deste equipamento sendo as suas características apresentadas na tabela 4.1.

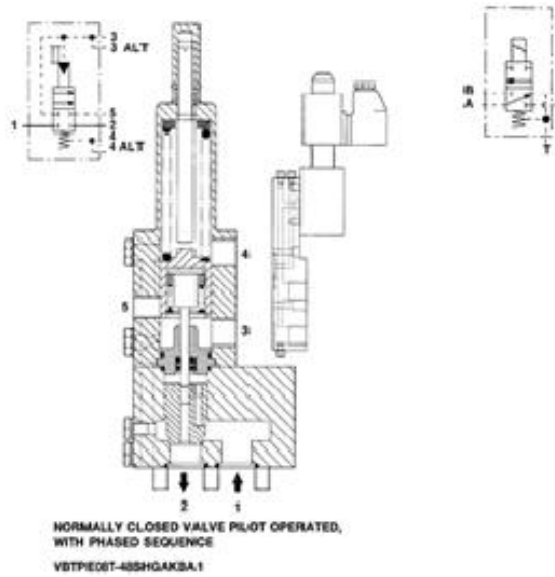


Figura 4.5 Válvula 1400 bar Oilgear TOWLER

Tabela 4.1 Características técnicas da válvula 34 [12]

Válvula Oilgear TOWLER	
Caudal admissível	40 l/min
Pressão	1400 bar
Temperatura admissível	150° C

Esta válvula para além de ter corresponder a todas as necessidades de pressão e temperaturas máximas tem a possibilidade de a sua comutação ser feita através de um fluído diferente, sem existir mistura dos mesmos. Assim sendo, a comutação da válvula pode ser realizada através do circuito de comando, nomeadamente pela válvula cód.37, o que permite que este circuito trabalhe apenas numa pressão residual exceto na zona ativa de teste onde a pressão será regulável pelo multiplicador de pressão. No entanto a pressão da linha de pilotagem deve ser inferior a 70 bar por recomendação do construtor o que implica a utilização de uma válvula reguladora de pressão (cód.35).

O valor de caudal apresentado irá então limitar o caudal da bomba que possibilitará a renovação do fluido de teste existente no provete de ensaio. Não obstante, esta renovação será feita parcialmente, o que não provoca impossibilidades em termos de compatibilidade.

Este circuito terá mais uma imposição, esta devido à normalização de ensaios de impulso que implica que na fase a baixa da pressão de ensaio o valor máximo da pressão seja apenas 10 bar. Esta condição influencia a escolha do grupo bomba motor, cuja potência será:

$$P = \frac{Q \times p}{600} = \frac{40 \times 10}{600} = 0,666 \text{ kW}$$

A solução onde é utilizado um grupo bomba motor apresenta, no entanto, a questão de funcionar em contínuo, com um motor elétrico acoplado. Esta solução é, no entanto pouco rentável em termos de energéticos, devido ao funcionamento em contínuo, mesmo quando não existe necessidade de circulação de fluido. Para além de que a aquisição de uma bomba com características necessárias para esta aplicação implicar um investimento avultado.

Assim sendo, foi proposta uma solução alternativa que engloba a conceção de um atuador simétrico, acionado através do circuito de comando e provocará a circulação de caudal no circuito de ensaio. Esta solução foi desenvolvida tendo em conta que o caudal máximo da válvula cód. 34 é de aproximadamente 40 l/min o que tendo em conta o tempo de baixa pressão de ensaio, sendo esta a zona onde se poderá proceder à circulação de caudal, implicará uma cilindrada na zona do deste atuador que funcionará como bomba de aproximadamente 300 cm³ de cilindrada.

O equipamento terá então um funcionamento contínuo no início do ensaio para que todo o ar presente no circuito devido à montagem dos provetes seja retirado, sendo que depois atuará apenas no meio ciclo de baixa pressão, como já referido anteriormente. Este equipamento numa solução “ideal” apresentaria uma relação de áreas de 28:1 para reduzir a pressão efetiva do sistema de 280 bar para 10 bar, no entanto isto tornaria o equipamento de dimensões elevadas no êmbolo para além de ter um curso muito pequeno.

Desta forma, foi concebido com uma relação de áreas de 5:1 ao qual terá agora de ser aplicada uma válvula limitadora de pressão regulada para 10 bar. Este equipamento terá um diâmetro de haste de 20 mm ao qual corresponderá uma diâmetro de êmbolo de 50 mm e curso adequado para realizar a cilindrada desejada.

Por outro lado este equipamento terá de isolar termicamente um fluido relativamente ao outro e impedindo também a sua mistura. Então terá de ter uma zona de fugas relativa na qual todo o fluido resultante não será reaproveitado.

Com estas exigências técnicas o modelo 3D deste equipamento foi elaborado tendo em conta o grande objetivo da utilização deste tipo de solução que é diminuir o investimento necessário para aquisição de um equipamento capaz de proceder à circulação do fluido de teste.

De forma a assegurar o melhorar o funcionamento deste equipamento, este será executado a partir de peças de revolução o que torna mais fácil os acabamentos para garantir concentricidade, apresentado na figura 4.6.

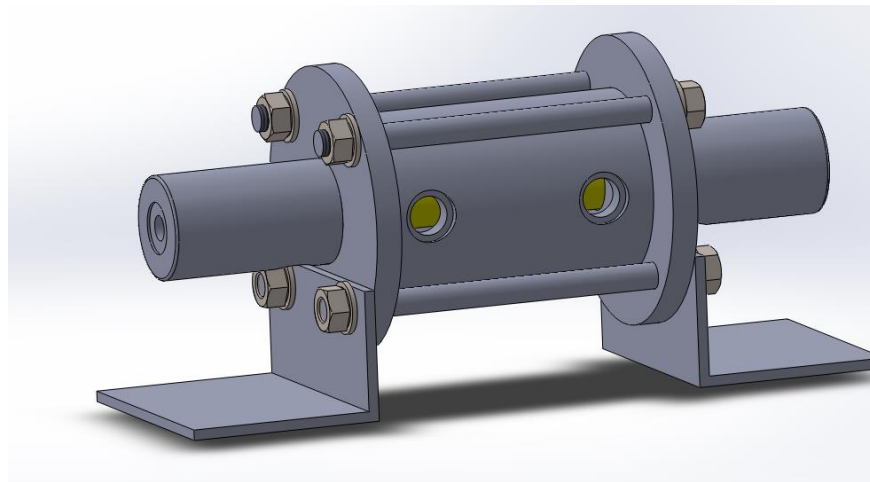


Figura 4.6 Desmultiplicador de pressão responsável pela renovação de fluido

Na figura 4.7 é apresentado o desmultiplicador em corte com os vedantes já montados.

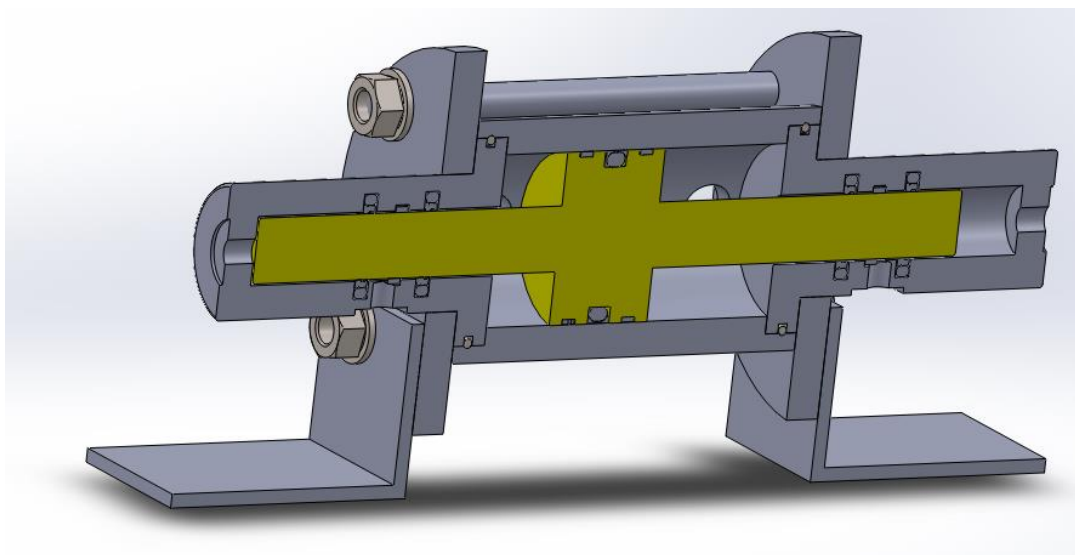


Figura 4.7 Pormenor de montagem do desmultiplicador de pressão

Este componente foi concebido a partir de 5 peças de geometria simples e concebidas através de maquinagem de revolução. A sua integridade estrutural é assegurada através de tirantes M10 fixos em 2 corpos anelares com 10 mm de espessura e que por sua vez fixam os corpos exteriores ao corpo cilíndrico central.

Para o controlo de pressão máxima deste circuito, foi selecionada uma válvula limitadora de pressão da OilGear de comando manual e com possibilidade de utilização com fluidos sintéticos e cujas características são apresentadas na tabela 4.2.

Tabela 4.2 Características da válvula limitadora de pressão do circuito de ensaio [12]

Válvula limitadora de pressão	
Caudal admissível	155 l/min
Pressão	350 bar

Finalmente, neste circuito coloca-se também em evidência um segundo reservatório utilizado apenas para as fugas quando ocorre falha durante o teste, este reservatório estará equipado com sensor de nível (cód. 40).

4.2.2 Circuito de comando

Este subcircuito é o responsável pelos movimentos de avanço e recuo do multiplicador de pressão cuja capacidade da câmara superior será de 330 cm³. Sendo esta a cilindrada necessária para que sejam efetuados ensaios de quatro provetes em simultâneo até às dimensões de 1” e 1 m, como referido no capítulo 3.

Como já referido na secção 3.7, a potência instalada do equipamento tem de ser o mais baixa possível, pois este tipo de ensaios pode prolongar-se ao longo de várias horas e até dias. Como tal, a utilização de um multiplicador de pressão é de extrema importância, mas é ainda importante definir a sua relação de áreas. No caso de um multiplicador com relação de áreas de 2:1 a pressão máxima de comando seria de 350 bar. No entanto nesta solução, devido às maiores pressões na linha, os componentes poderiam requerer maior manutenção e por vezes uma

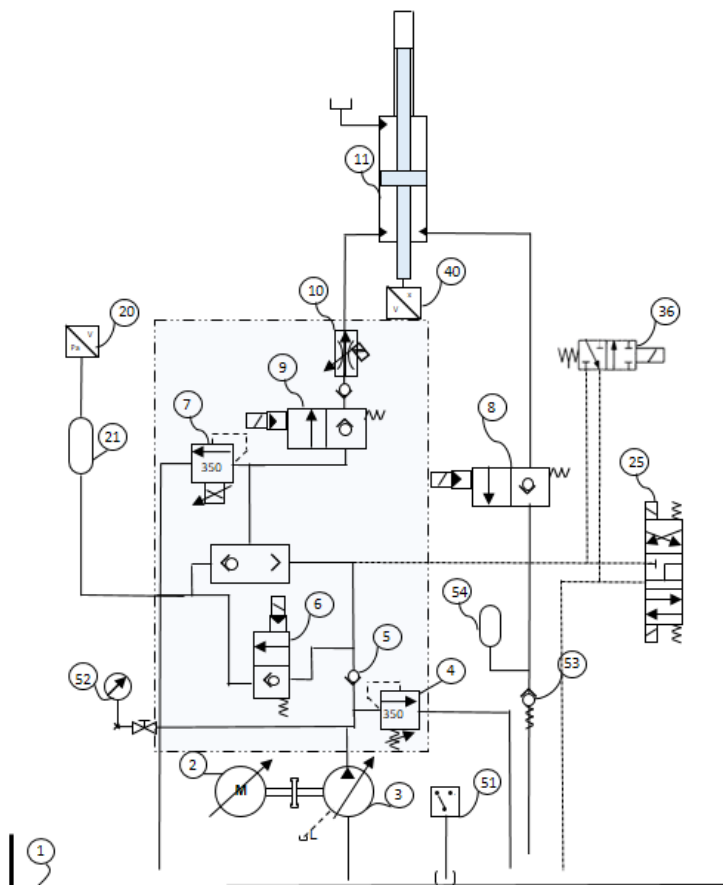


Figura 4.8 Circuito proposto para o comando do movimento do multiplicador

longevidade menor. Optou-se então, por uma solução em que o multiplicador terá uma relação de áreas 3:1, baixando assim a pressão máxima do sistema de comando, para atingir a pressão de ensaio de 700 bar, para 233 bar, o que diminui as exigências aos componentes. Por outro lado, esta decisão aumenta os requisitos de caudal, pois é necessário na câmara inferior um volume total de 900 cm³, para satisfazer as necessidades do caudal de ensaio. Tendo em conta a normalização de ensaios de impulso, sabe-se que o aumento de pressão até ao seu pico tem de ser de 15% de um ciclo, isto é, para uma frequência de impulsos de 1 Hz traduz-se num intervalo de tempo 150 ms para avançar completamente o multiplicador hidráulico. Este intervalo de tempo reflete-se num caudal instantâneo, durante esse período de 150ms, de:

$$Q = \frac{0.9}{0.150} \times 60 = 396 \text{ l/min}$$

Para que este valor de caudal seja possível torna-se absolutamente essencial a utilização de acumuladores hidráulicos para diminuir as necessidades de caudal instantâneo do conjunto bomba-motor, baixando assim a potência máxima do motor. Desta forma, foi selecionado um acumulador hidráulico com 10 l da Hydac, este valor de volume justifica-se com a diminuição da queda de pressão do acumulador causada pelo volume de fluido cedido.

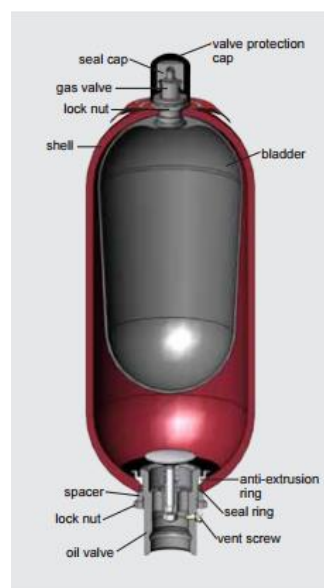


Figura 4.9 Acumulador hidráulico de bexiga [13]

Assim sendo, as necessidades de enchimento do multiplicador passam a ser asseguradas quase totalmente pelos acumuladores e a central hidráulica terá o remanescente tempo de ciclo para encher novamente os acumuladores. Tendo em conta que após a cedência do volume necessário do acumulador é necessária a manutenção de uma pressão de 233 bar, que o volume cedido caso só o acumulador cedesse caudal seria de 0,9 l e que o volume útil do acumulador

será aproximadamente 50% do seu volume total, isto é, $V_{g0} = 5l$ podemos calcular a pressão máxima do sistema.

$$\frac{V_{g0}}{V_{g1}} = \frac{P_{g1}}{P_{g0}}$$

$$\frac{5}{5 + 0,9} = \frac{233}{P_{g0}}$$

$$P_{g0} = 275 \text{ bar}$$

O caudal necessário será então, para um ciclo de 1 s,

$$Q = \frac{0,9}{1} \times 60 = 54 \text{ l/min}$$

Com estes valores de caudal e pressão podemos chegar ao valor de potência do motor

$$P = \frac{54 \times 275}{600} = 24,75 \text{ kW}$$

Este valor implica que o motor terá de ter uma potência acima da calculada. Consultando os catálogos, o valor mais próximo é de 30 kW. Escolhido na WEG, na tabela 4.3 encontram-se as suas características principais.

Tabela 4.3 Características do motor de acionamento do circuito de comando

W22 - Cast Iron Frame - Premium Efficiency - IE3	
Potência	30 kW/ 40 Cv
Nº de pólos	4
Frequência	50 Hz
Corrente	56,5 A
Fator de potência (cos ϕ)	0,83

O fornecimento de caudal será assegurado por uma bomba de êmbolos da Parker Hydraulics com cilindrada variável da série PVP. As características mais importantes deste componente são apresentadas na tabela 4.4 e a bomba é apresentada figura 4.10.

Tabela 4.4 Características da Bomba do circuito de comando [14]

Medium Pressure Axial Piston Pumps	
Cilindrada	45 cm ³ /rot
Pressão (funcionamento)	280 bar
Pressão (pico)	350 bar
Temperatura de trabalho	-40 a 95 ° C



Figura 4.10 Bomba Parker PVP 48

Com esta solução de bomba de cilindrada variável, o sistema terá uma grande capacidade de adaptação perante o caudal necessário e pressão de ensaio dos provetes a serem testados. Por outro lado, mantendo o consumo energético no valor mais baixo possível, adaptando a velocidade do motor elétrico e a cilindrada da bomba para valores elevados de performance, torna-se assim uma mais valia para este equipamento.

No entanto, a diminuição de caudal necessário por parte da bomba não diminui o caudal necessário aos restantes elementos deste circuito.

Assim, os elementos principais do circuito serão agrupados num bloco hidráulico desenhado a propósito e que inclui elementos lógicos. Esta solução tem vantagens ao nível da longevidade do material utilizado, bem como na organização do espaço. Desta forma, as ligações, bem como as válvulas ficam inseridas num elemento único em aço, que o torna muito resistente às cargas intermitentes aplicadas ao sistema. Neste tipo de máquinas praticamente todos os componentes do sistema estão sujeitos a cargas impulsivas com uma frequência considerável, de modo que a garantia que estes sejam o mais resistentes possível se torna muito importante. Por outro lado a inclusão destas ligações e válvulas no bloco diminui as ligações exteriores simplificando o circuito.

Os elementos lógicos seleccionados são da marca Parker e foram seleccionados tendo em conta os diferentes requisitos de caudal das linhas em que se inserem. O circuito a ser implementado no bloco é apresentado na imagem 4.11.

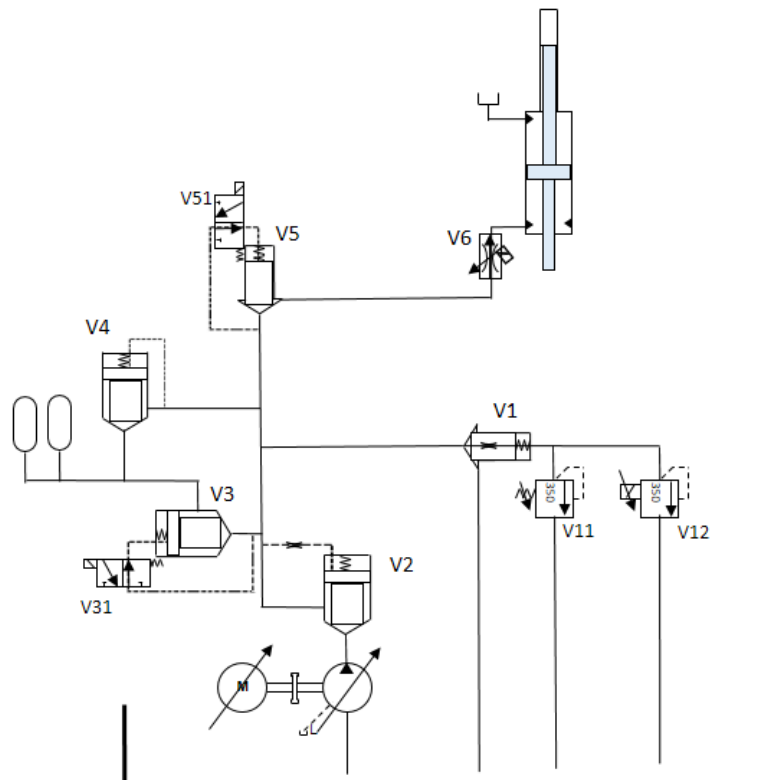


Figura 4.11 Circuito concebido com a utilização de elementos lógicos

No circuito apresentado foi então definido o tamanho dos elementos lógicos a implementar mediante o caudal máximo que estes terão de controlar. Na tabela 4.5

representada, estão enumeradas as válvulas necessárias, o tamanho do elemento lógico a implementar, a sua função e o tipo de elemento lógico.

Tabela 4.5 Elementos lógicos selecionados para bloco hidráulico

Elemento lógico	Caudal (l/min)	Tamanho	Caudal Nominal (l/min)	Tipo [14]
V2	71	NG 16	230	CE*F01
V3	71	NG 16	230	CE*F01
V1	360	NG 16	230	CE*_01
V4	360	NG 40	1250	CE*F01
V5	360	NG 40	1250	CE*F07
V6	360	NG 40	1250	-----

No caso de V1, observa-se que o caudal necessário é da mesma ordem dos restantes elementos lógicos com NG 40. Contudo, neste caso este elemento é apenas de descarga ao tanque e estes elementos lógicos, de tamanho 16, têm uma capacidade de 230 l/min que assegura o caudal total da bomba e uma descarga efetiva suficiente dos acumuladores, em caso de sobrepressão.

Os elementos lógicos V2 e V4 realizam a função de uma válvula de retenção simples, pelo que são de pilotagem interna e não requerem válvulas de pilotagem. Desta forma, e no sentido de assegurar a estanquidade destes elementos, foram selecionadas tampas C*A, da marca Parker como a apresentada na figura 4.12, sendo o tamanho definido pelo tamanho do elemento lógico.



Figura 4.12 Tampa de elemento lógico para função de válvula de retenção

A válvula V3, que realiza uma função de válvula direcional 2/2, recorre a uma tampa com base para válvula direcional piloto, figura 4.13. É também da marca Parker e do tipo C*C. A válvula de pilotagem montada é do tipo D1VW, presente na figura 4.14, e será uma válvula 3/2 que quando não está atuada garante que o elemento lógico está fechado.

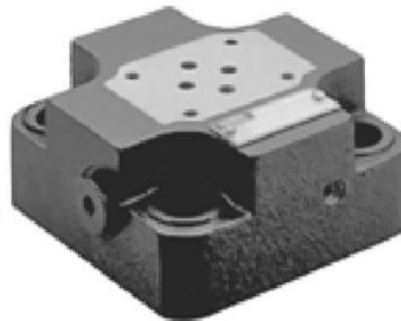


Figura 4.13 Tampa de elemento lógico para função direcional



Figura 4.14 Válvula Parker D1VW

A válvula V5, da Parker, foi selecionada de uma forma completa. Esta válvula possui monitorização de posição digital incorporada na tampa, isto é, indica se a válvula está “aberta” ou “fechada” o que em termos da aplicação servirá para indicar se está a ser fornecido fluído hidráulico ao multiplicador. Esta função é particularmente importante, já que é esta válvula que tem comutar 200.000 vezes em cada ensaio. A verificação do seu correto funcionamento é, assim, essencial, nomeadamente por razões de segurança. Na figura 4.15 está representada uma imagem da válvula e na tabela 4.6.



Figura 4.15 Válvula Parker C10 D*C

Tabela 4.6 Características de válvulas C10 D*C [14]

2-Way Slip-In Cartridge Valves Series C10 D*C	
Pressão	350 bar
Caudal	230 l/min
Massa	1,5 kg
Alimentação	16 a 48 V

Para a válvula V1 que será reponsável pela limitação proporcional de pressão e descarga da bomba, foi escolhida uma válvula da Parker da série RE*E*W, de tamanho 16 como já referido anteriormente, com ajustamento de pressão máximo manual. As caraterísticas deste equipamento são apresentados na tabela 4.7 e a figura 4.15 apresenta a válvula em questão.

Tabela 4.7 Características da válvula limitadora proporcional [14]

Proportional Pressure Relief Valve Series RE*E*W	
Pressão	350 bar
Caudal	220 l/min
Massa	2,7 kg
Alimentação	12 ou 16 V

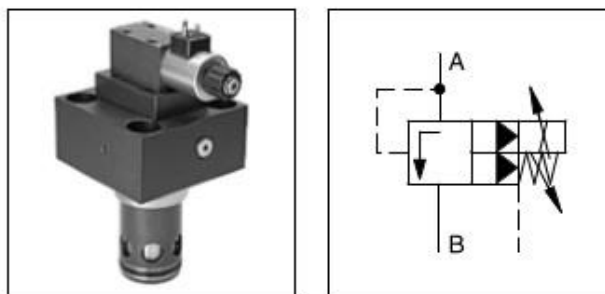


Figura 4.16 Válvula limitadora de pressão Parker série RE*E*W

A válvula V6, que será responsável pela regulação do caudal de entrada no multiplicador, é, mais uma vez, uma válvula Parker, da série TDP e de tamanho NG40. Na tabela 4.8 são referidos os dados desta válvula.

Tabela 4.8 Caraterísticas da válvula reguladora de caudal proporcional [14]

2-Way High-Response Valve Series TDP NG40	
Pressão	350 bar
Caudal	1500 l/min
Massa	15 kg
Alimentação	22 a 30 V
Sinal de comando	0 a 10 V , ou 4 a 20 mA

Da tabela 4.8 podemos observar que o caudal suportado por esta válvula é muito superior às necessidades do sistema (360 l/min). Contudo, na maquinagem do bloco, manter o custo de maquinagem o mais baixo possível tem todo o interesse, sendo isto conseguido através da diminuição do número de vezes de troca da ferramenta de trabalho. Noutra perspetiva, a válvula com o tamanho escolhido pode utilizar uma linha de pilotagem exterior, que neste caso particular será usada como linha principal. O fluido de pilotagem passará por um filtro de pressão, prolongando assim o tempo de vida do componente. Na Figura 4.17 é apresentado a válvula reguladora de caudal.

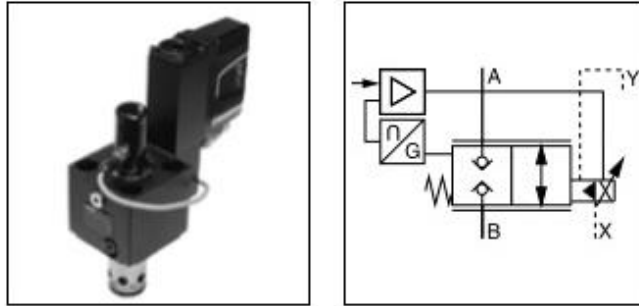


Figura 4.17 Válvula Reguladora de caudal proporcional TDP NG 40 [14]

Com base nestes pressupostos, foi elaborado um modelo 3D do bloco hidráulico, que é apresentado na figura 4.18 sem elementos montados e na figura 4.19 com todos os elementos lógicos montados e cujo desenho de definição e de conjunto se encontram no anexo D.

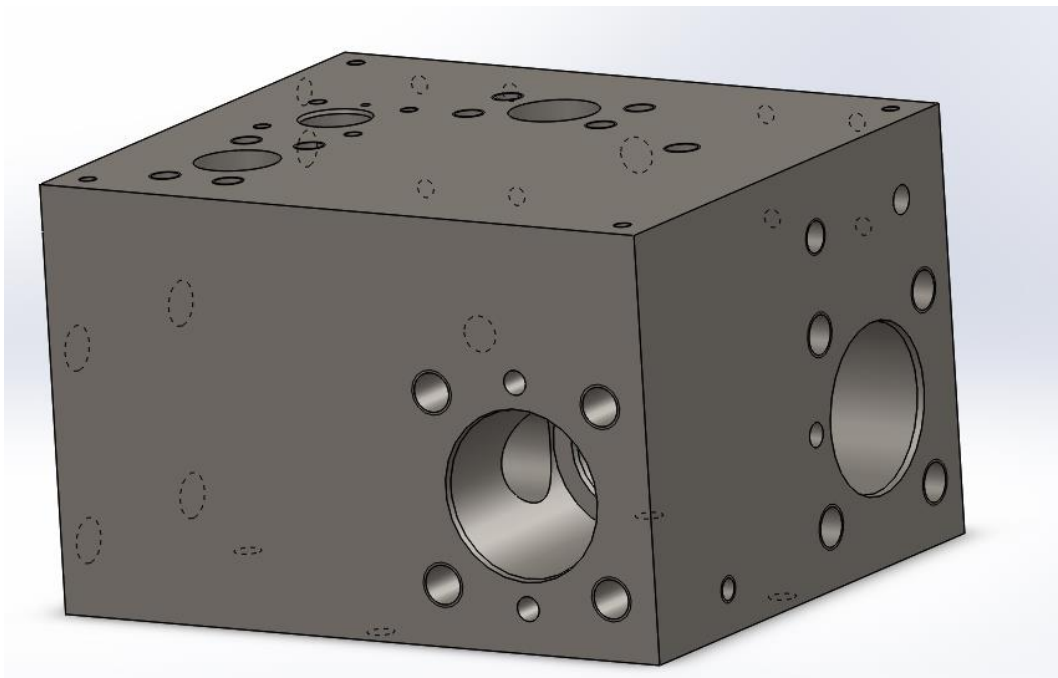


Figura 4.18 Vista do bloco hidráulico sem elementos lógicos

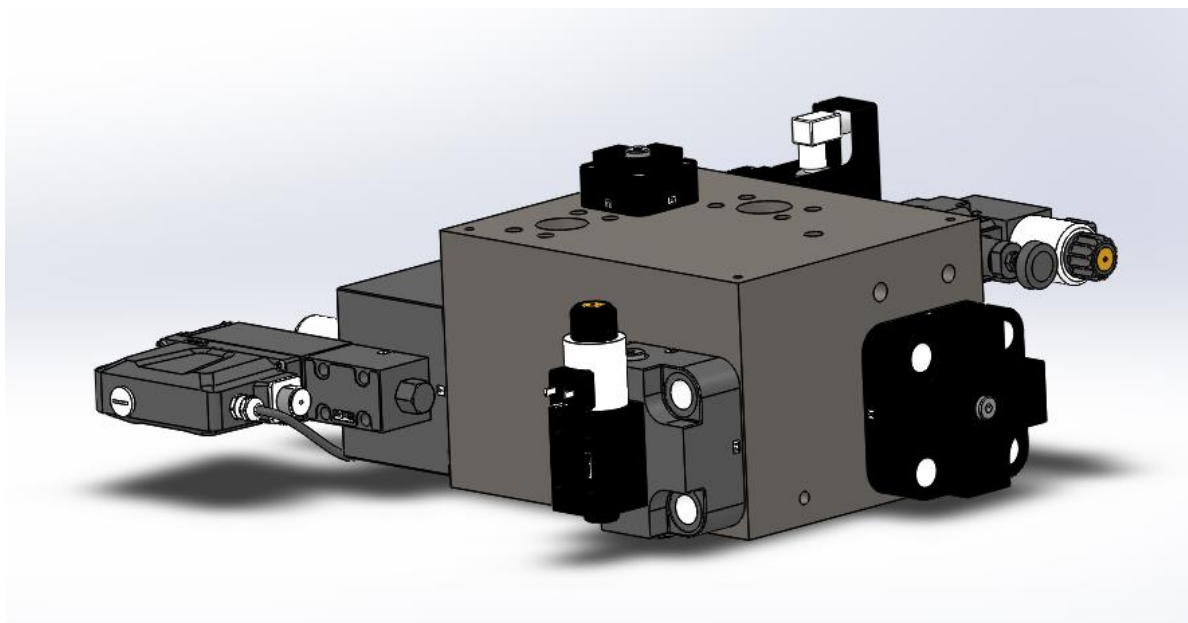


Figura 4.19 Bloco hidráulico completo

As ligações ao exterior do bloco, (acumuladores, multiplicador) serão feitas através de flanges SAE 6000 de 1”1/4, o que diminui a dificuldade de montagem e desmontagem, em caso de falha de algum componente.

No dimensionamento do bloco, foi verificado que a inclusão da válvula Cód 8, presente no circuito da figura 4.8, faria com que este se tornasse demasiado grande. Portanto, esta válvula, da marca Hawe, de assento 2/2, será montada exteriormente ao bloco e as suas características são apresentadas na tabela 4.9.

Tabela 4.9 Características das válvulas de assento de tipo HRP [15]

Hydraulically piloted check valves type HRP	
Pressão	700 bar
Caudal	400 l/min
Massa	7,9 kg

4.2.3 Circuito Auxiliar

Para que o circuito principal de comando hidráulico funcione de modo otimizado, é necessário que o comando da pressão esteja devidamente ajustado às necessidades específicas de cada ensaio.

Esse ajuste estará inevitavelmente associado também às condições de funcionamento do acumulador. A utilização de pressão indevida de funcionamento do acumulador acarretará uma baixa da eficiência do sistema.

Assim, é proposta a incorporação de um circuito auxiliar para a regulação adequada da pressão de enchimento do acumulador, para cada requisito específico de cada ensaio.

Em geral, este ajuste é feito com incorporação de novo azoto, sempre que se pretende aumentar a pressão, ou libertação de azoto para a atmosfera, sempre que se pretende diminuir a pressão de enchimento do acumulador.

Nesta circunstância, propõe-se que exista um segundo acumulador, de êmbolo, para servir de reservatório de azoto, de volume controlável.

Neste subcapítulo será abordada a parte do circuito hidráulico responsável pelo regulação, sem desperdício, da pressão de enchimento do azoto dentro do acumulador principal do sistema. Na figura 4.20 é representado este sub-circuito.

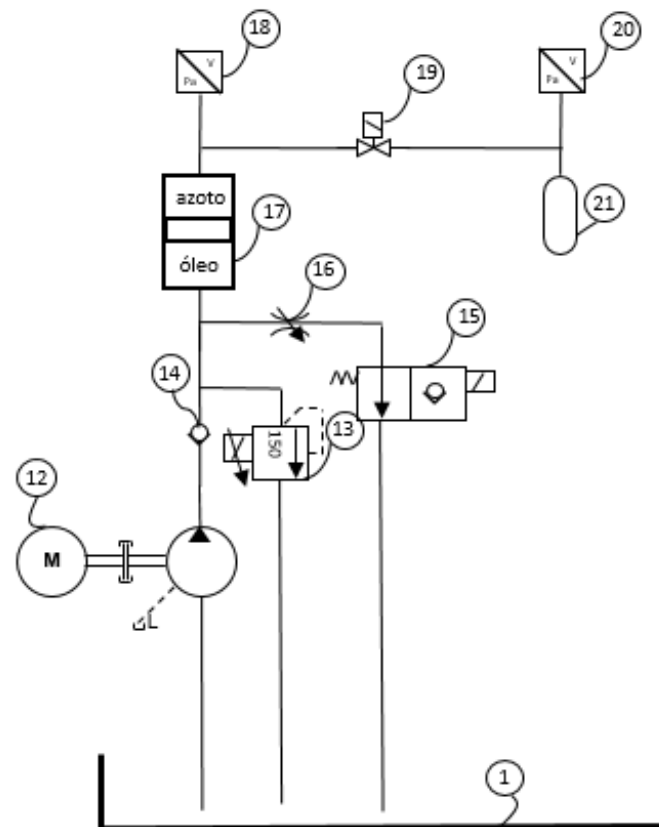


Figura 4.20 Circuito utilizado para regulação de pressão do acumulador

Este circuito parcial tem como objetivo o controlo da pressão de enchimento do acumulador de bexiga, da forma mais precisa possível. Neste tipo de aplicação, é do máximo interesse que a pressão do acumulador seja regulada especificamente para a pressão de ensaio, possibilitando assim um uso mais eficiente de todo o óleo acumulado no seu interior e permitindo que haja uma diminuição do caudal fornecido pela bomba e conseqüentemente uma diminuição da potência consumida. A justificação apresentada torna-se ainda mais relevante devido à duração destes ensaios, um ensaio de 200.000 ciclos demora aproximadamente 2 dias, e o próximo que se possa seguir poderá requerer uma pressão de enchimento substancialmente diferente. Então, no sentido da saúde financeira de uma empresa, o consumo de energia elétrica deverá ser o mais baixo possível, bem como o gasto em azoto.

Neste caso, o circuito requer um grupo hidráulico que permita que o valor do volume de óleo a incorporar no acumulador de êmbolo seja bastante preciso. Isto implica que a bomba hidráulica instalada tenha uma cilindrada muito baixa. Com este preceito em mente foi

analisado o mercado e escolhida a opção existente na Bosch Rexroth que consiste num grupo hidráulico em que o motor é acionado em corrente contínua e a bomba acoplada pode ter cilindradas muito baixas. Na figura 4.21 é apresentado este grupo e na tabela 4.10 são apresentadas as várias características deste sistema.

Tabela 4.10 Características do grupo hidráulico [16]

Electrohydraulic pumps EHP	
Cilindrada	1 a 22,5 cm ³ /rev
Pressão (funcionamento)	Até 250 bar
Pressão (pico)	300 bar
Temperatura de trabalho	-25 °C a 60 °C
Acionamento	24 V
	0.9 A



Figura 4.21 Electrohydraulic pumps EHP

Para o controlo estável da pressão a que o azoto ficará sujeito, foi selecionada uma válvula da Bosch Rexroth com as características referidas na tabela 4.11.

Tabela 4.11 Válvula limitadora de pressão Bosch Rexroth [16]

KBPS L 8 A A H C G24 K4 V	
Pressão	210 bar
Caudal	2 l/min
Massa	0,45 kg



Figura 4.22 Válvula limitadora de pressão proporcional

Por último, neste circuito parcial será usado um acumulador de êmbolo, cód.17, que servirá para alterar diretamente a pressão do azoto no acumulador de bexiga do circuito principal. Este acumulador será de êmbolo para que não exista perigo de danificação do mesmo causado por choques com as paredes interiores do acumulador na situação pressão máxima e mínima respetivamente, e já que só terá que ter um funcionamento quase estático.

Desta forma, foi selecionado um acumulador de êmbolo da HYDAC International ,com capacidade de 25 l e controlo de posição, que terá a capacidade de assegurar os limites máximos e mínimos de pressão no acumulador principal, bem como a compressibilidade do azoto.

A necessidade de um volume tão elevado deve-se à necessidade de realização de ensaios tanto a elevadas pressões como a baixas, isto é, como o acumulador do circuito principal é de 10 l no carregamento deste para a pressão de ensaio máxima o azoto no pré enchimento terá de

ser carregado a 140 bar para que seja atingido o valor máximo de pressão de 280 bar no circuito. No entanto, quando o for necessário realizar um ensaio onde a pressão de comando seja mínima, isto é, 80 bar o acumulador terá de ser carregado a 40 bar o que implica que o acumulador de êmbolo terá de ter 3,5 vezes o volume do acumulador de bexiga.

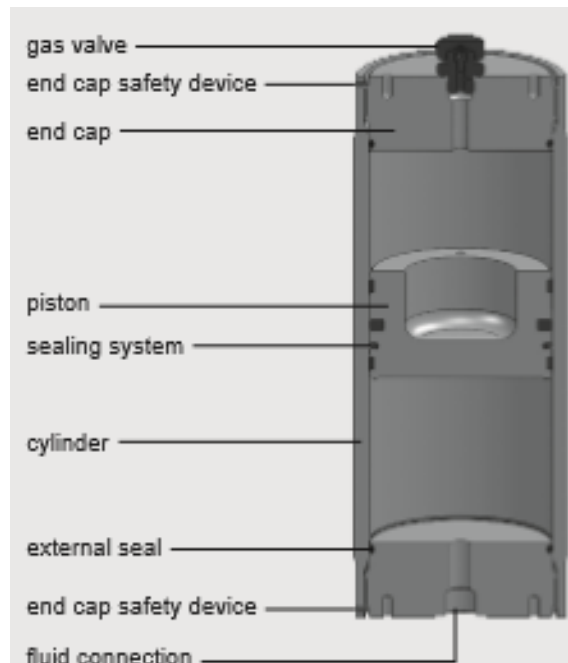


Figura 4.23 Acumulador hidráulico de êmbolo [13]

4.3 Controlador e HMI

O controlador para esta aplicação foi escolhido tendo em conta que é necessário que o tempo de ciclo seja baixo e que tenha a possibilidade de inclusão de módulos de segurança para controlo de acesso à máquina durante o ensaio.

Com base nos factos anteriores, foi selecionado o Modicon M241, apresentado na figura 4.24, da Schneider Electric com porta CANopen que permite controlar o servomotor que fará a solicitação de 1 grau de liberdade correspondente à norma ISO 6802-2. Este controlador é escolhido, em detrimento do M251, porque torna possível a utilização de entradas e saídas rápidas, que é determinante nesta aplicação, já que no caso do M251 não existe módulos deste tipo. Tratando-se de um controlador modular, há ainda uma grande versatilidade no seu número de entradas e saídas mediante as necessidades. [17]

5 Solução estrutural

Ao longo deste capítulo são abordadas as soluções de dimensionamento e projeto ligadas à conceção deste equipamento. Será apresentada a solução para o multiplicador de pressão, que foi dimensionado especificamente para esta aplicação. O facto de ter sido dimensionado para este caso, permite condições de rendimento máximo, ao contrário das soluções disponíveis no mercado.

É também abordada a solução estrutural do equipamento, que foi elaborada tendo em conta a segurança e as condições de trabalho dos colaboradores da Balflex e ainda as solicitações e sugestões apresentadas pelos representantes da Balflex.

5.1 Multiplicador de pressão hidráulico

Os multiplicadores hidráulicos assentam o seu princípio de funcionamento na equação $p_1A_1 = p_2A_2$. Nestes equipamentos existem dois tipos básicos, os multiplicadores de duplo efeito e os de simples efeito, que se tratam dos que têm mais interesse.

Como já foi referido, o multiplicador usado nesta aplicação é de simples efeito pelo que se tem como objetivo que o caudal seja fornecido com apenas um movimento do multiplicador.

Os multiplicadores de pressão utilizados nas máquinas da Balflex foram estudados, servindo como base da solução final.

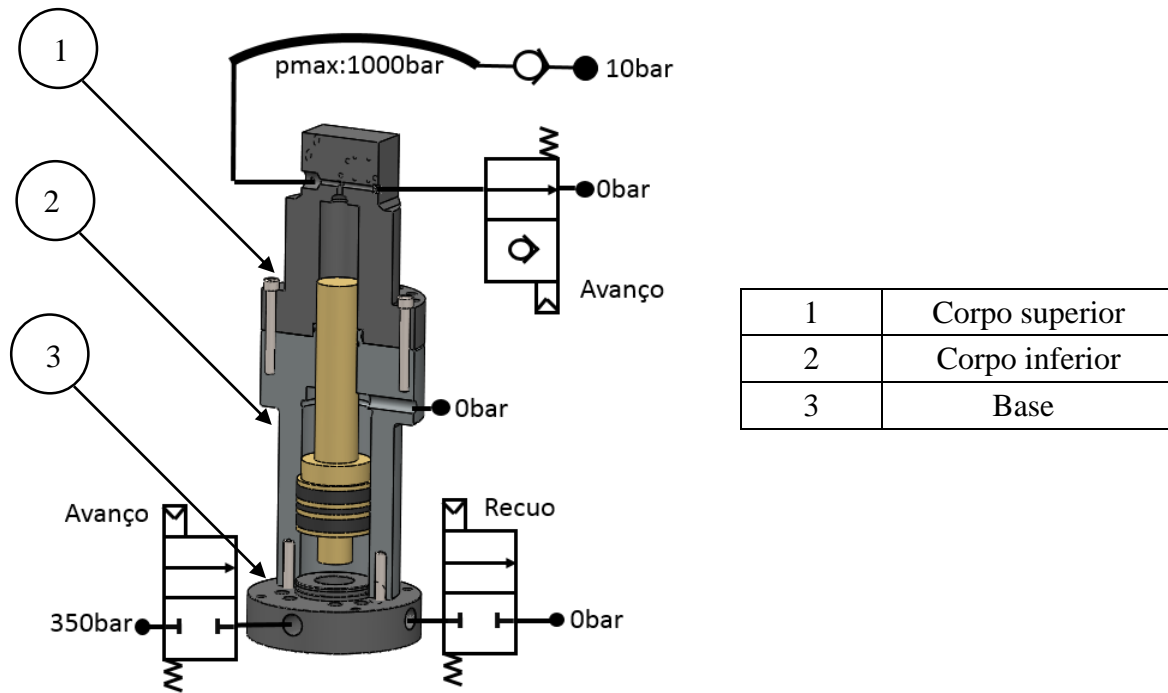
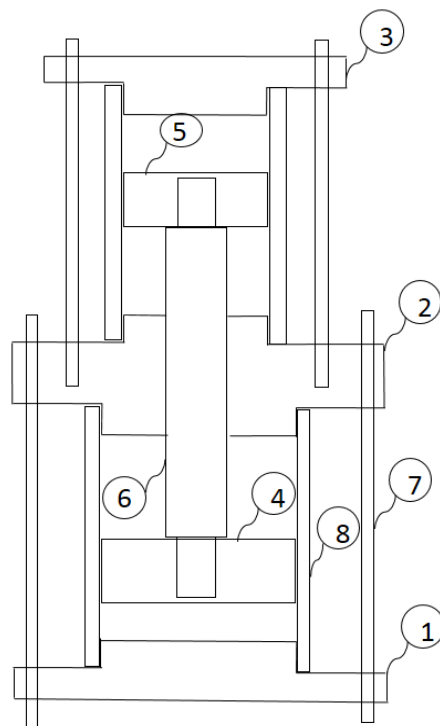


Figura 5.1 Modelo 3D de multiplicador de pressão hidráulico existente na Balflex

No caso do multiplicador apresentado na figura 5.1, pode observar-se que este é constituído por 3 corpos. Este *design* tem a peça 1 do corpo principal que apresenta dificuldade de maquinagem devido às suas dimensões, principalmente em termos de altura. Por outro lado, tem-se também o preço de maquinagem desta peça que poderá ser diminuído.

Para este equipamento a solução idealizada terá de ter uma cilindrada, de 300 cm^3 e uma razão de áreas de 3:1 de forma a que os requisitos impostos ao sistema sejam cumpridos.

Para além destes requisitos tecnológicos, é necessário manter o custo de fabrico e as dimensões dos componentes em valores que sejam comportáveis para que seja viável o seu fabrico. Como explicado anteriormente a solução com apenas 3 peças será de difícil execução, por isso o multiplicador tem como ponto de partida a execução de 5 peças independentes, e todas de revolução, o que concede melhores condições de concentricidade e uma diminuição do seu custo de execução.



1	Corpo inferior
2	Corpo intermédio
3	Corpo superior
4	Parte inferior êmbolo
5	Parte superior êmbolo
6	Haste
7	Tirante
8	Corpo tubular

Figura 5.2 Esquema de projeto para novo multiplicador hidráulico

No processo inicial de execução deste componente foi elaborado um esboço da estrutura que se aproxima da pretendida para este elemento de projeto. Da figura 5.2, podemos retirar que este equipamento tem dois corpos tubulares (8), os quais são terminados por três corpos de revolução (1, 2 e 3), sendo estes interligados entre si por meio de tirantes (7). Com este *design* e método de fabrico, a maquinagem a partir de peças de revolução, pode-se esperar uma boa concentricidade entre os elementos constituintes.

Os êmbolos superior e inferior e a haste assentam numa ideia de serem três peças independentes, com ligações roscadas entre si. A razão para este *design* é a simplificação do seu fabrico. Como as forças aplicadas a este conjunto serão apenas de compressão não existem problemas na utilização de ligações roscadas.

5.1.1 Corpo inferior

No multiplicador, uma monitorização constante da posição do elemento móvel do mesmo torna-se uma necessidade, assim, é agregado um transdutor de posição magnetoestrictivo (transdutor de posição absoluta).

O transdutor selecionado é um *R-Series Analog da MTS sensors* e tem um curso ativo correspondente ao curso total do multiplicador. Com a adição deste elemento, surgem problemas relativos à espessura máxima do corpo inferior. Para que possa ser assegurado que após a montagem a posição mais recuada do êmbolo coincida com o “0” do transdutor de posição, assim, este equipamento limitará então a espessura máxima do corpo inferior a um valor inferior a 51 mm. A este valor ainda deve ser retirada uma espessura suficiente para possibilitar a fixação do anel magnético no corpo do êmbolo inferior. O desenho com as dimensões deste equipamento é representado na figura 5.3.

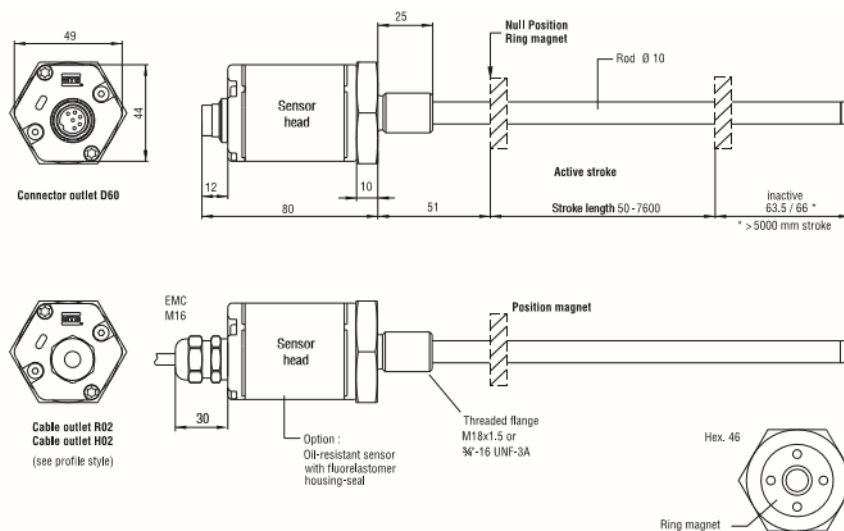


Figura 5.3 Transdutor Magnetoestrictivo [18]

Na figura anterior, a distância ao ponto nulo, o comprimento de rosca (25 mm) e a medida da rosca M18x1.5 foram valores alvo de especial atenção.

Contudo, esta peça tem de permitir a montagem de mangueiras hidráulicas, que são capazes de suportar o caudal máximo necessário para esta aplicação, 400 l/min, o que pressupõe uma ligação rígida de 1".

Fundado nos pressupostos referidos, a peça inferior do multiplicador projetada é apresentada na figura 5.4.

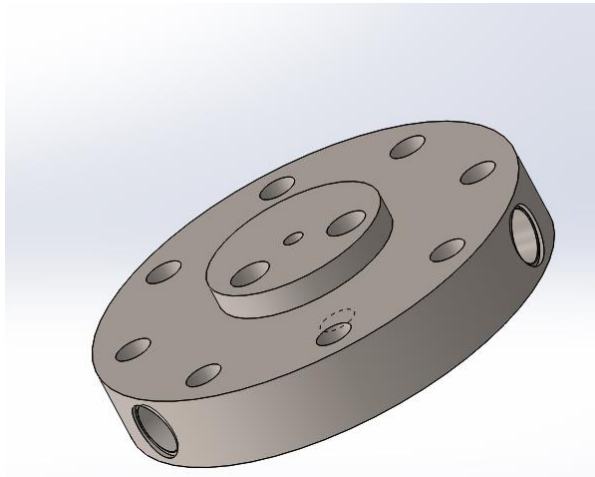


Figura 5.4 Modelo 3D do corpo inferior

No sentido de verificar a integridade estrutural da peça, foi realizado um estudo de elementos finitos, onde a carga aplicada foi a pressão máxima à qual esta peça é submetida, 23,3 MPa. Os resultados são apresentados na figura 5.5.

5.1.2 Corpo intermédio

A função principal deste corpo é garantir que não ocorre mistura dos fluidos de ensaio e de comando. Assim sendo, nesta peça, os esforços são apenas derivados das forças transmitidas através dos tirantes de ligação com os restantes corpos.

Para assegurar também a não mistura dos fluidos de teste e comando esta peça tem 3 orifícios de fuga, um deles ligado ao reservatório de fluido de ensaio, outro ao reservatório de fluido de comando e o terceiro para quando existir mistura entre os dois fluidos irá também para um terceiro reservatório, onde todo o fluido lá armazenado não será reaproveitado. Este corpo é apresentado na figura 5.6.

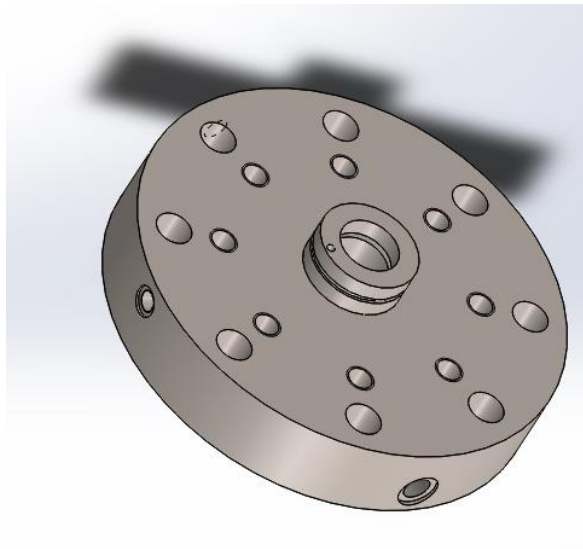


Figura 5.5 Modelo 3D do corpo intermédio

Neste corpo, a ligação ao corpo superior é assegurada pelos tirantes, que são roscados no próprio corpo. Caso fossem fixos por furo passante e fêmea, a ligação não iria ser possível devido ao corpo tubular inferior.

5.1.3 Corpo superior

Este corpo é o responsável pela ligação do multiplicador de pressão ao terminal de montagem das mangueiras e também à válvula de assento da OilGear referida na secção 4.2.1.

A ligação da válvula é feita diretamente neste corpo, o que reduz a necessidade de montagem de ligações rígidas ou por mangueira que, às pressões e temperaturas que podem ser atingidas nesta zona do circuito hidráulico, podem ter um desgaste muito acelerado. Deste modo, foi criada uma face de assentamento para esta válvula. Este corpo é apresentado na figura 5.7.

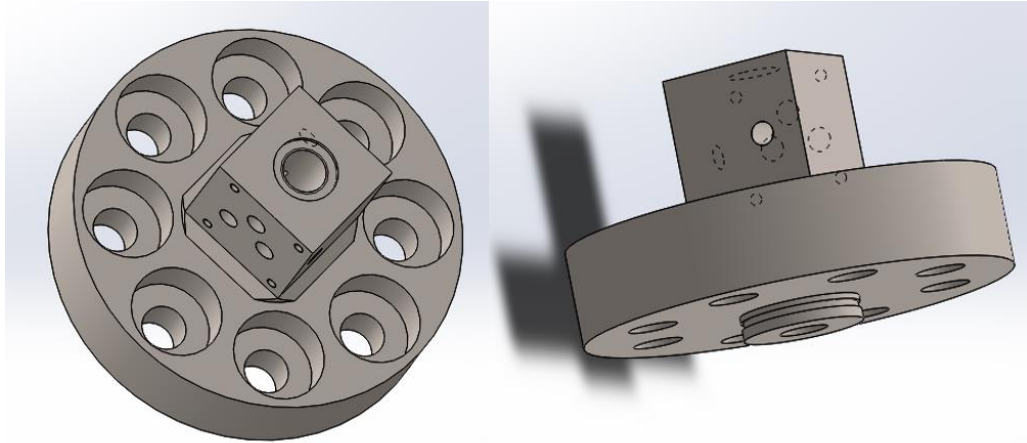


Figura 5.6 Modelo 3D do corpo superior

Neste componente foi necessário criar um alojamento para a fixação das fêmeas que, conjuntamente com os tirantes, vão garantir a união entre os corpos intermédio e superior. Estas cavidades foram concebidas de forma a possibilitar o aperto das fêmeas através de roquete. No entanto, em determinadas posições, as fêmeas têm de ser apertadas previamente à montagem dos restantes componentes.

Para este corpo, recorreu-se mais uma vez a uma análise por elementos finitos para verificar a resistência deste componente à pressão máxima à qual pode ser sujeito, 70 MPa.

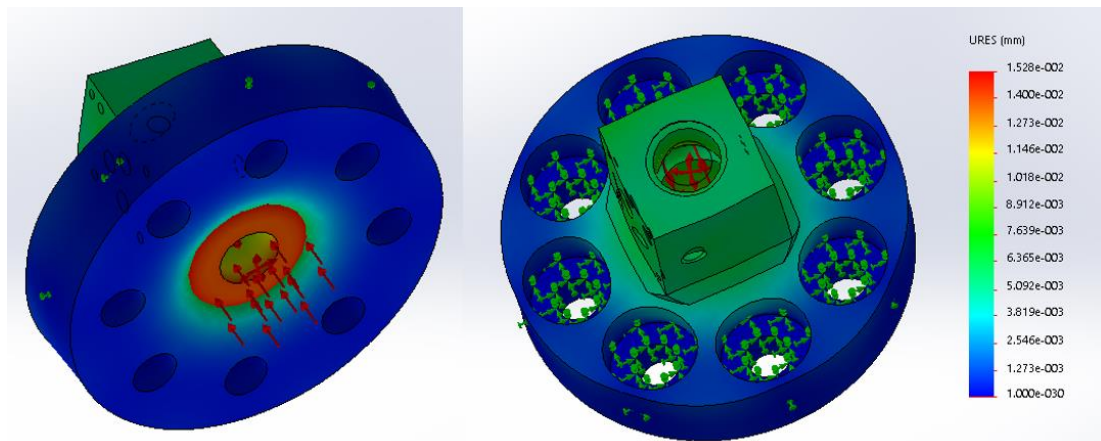


Figura 5.7 Resultado de estudo de elementos finitos à pressão máxima do corpo superior

Como se pode concluir da análise da figura 5.7, a deformação máxima ocorre na interface do corpo superior com o fluido de ensaio, como previsto. Mas tratando-se de uma deformação

na ordem dos 20 μm , as suas propriedades mecânicas não serão afetadas, no entanto é necessário ainda um estudo em termos de fadiga deste componente.

5.1.4 Êmbolo Inferior

Este componente é sujeito a uma pressão máxima de 23,3 MPa apenas numa das faces nunca existindo pressão na outra face. Poderá ocorrer o choque com os corpos intermédio e inferior, pelo facto de ser este corpo o limitador de curso do multiplicador. Ao mesmo tempo, isto evitará que o componente superior do êmbolo fique sujeito a impactos com outros componentes.

Neste corpo, é também importante que existam cavidades para o alojamento de vedantes e cintas de guiamento. Estes componentes serão especificados num subcapítulo posterior, juntamente com os restantes vedantes selecionados para este multiplicador. Ainda na montagem deste componente, é importante a sua ligação com a haste. Em conformidade com este facto, o corpo terá um furo com a dimensão da haste e um alojamento para *o-ring*, no sentido de garantir que não existe passagem de fluido de comando para a câmara secundária da parte inferior do multiplicador.

Por último, foi ainda necessário criar um alojamento para o acondicionamento do íman do transdutor magnetostrictivo e para um anel elástico para fixação, visto que o íman terá que possuir um movimento solidário relativamente ao conjunto que formará o êmbolo. Este transdutor obrigará ainda a que nesta peça exista um furo passante para a montagem da haste do transdutor. Este componente é apresentado na figura 5.9.

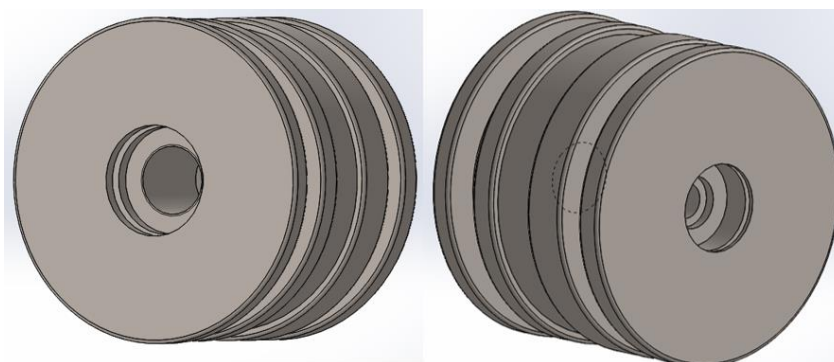


Figura 5.8 Modelo 3D do êmbolo inferior

O diâmetro externo deste componente ficou definido para 90 mm, por ser um valor que iria conceder integridade estrutural ao componente em si. Por outro lado, não obriga a que o curso seja demasiado longo e o diâmetro do êmbolo superior será também de um diâmetro maior, o que concede maior facilidade de maquinagem.

Este componente foi também submetido a um estudo por elementos finitos com uma carga aplicada de 23,3 MPa, a fim de se estudar o seu comportamento no caso do valor da carga ser superior ao valor máximo a que está previsto ser submetido.

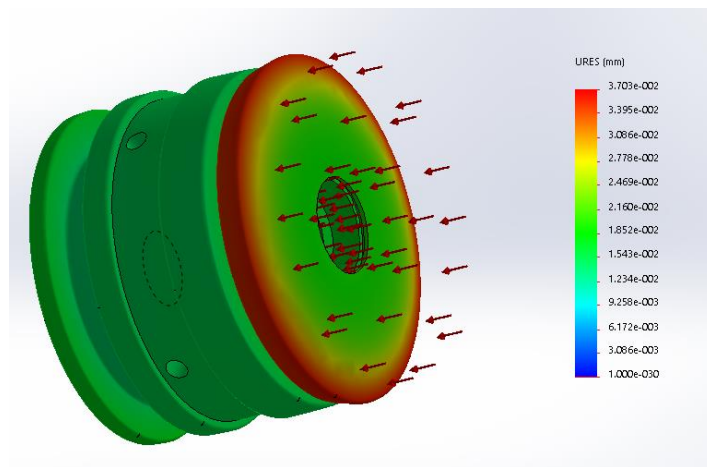


Figura 5.9 Resultado do estudo de elementos finitos do êmbolo inferior

Na figura 5.9 pode observar-se que a deformação máxima é da ordem dos 37 μm .

No entanto, como na aplicação concreta a pressão do fluido é exercida, essencialmente, em ambas as faces desta área anelar exterior, a deformação efetiva será, na sua maioria, anulada.

5.1.5 Êmbolo Superior

Neste componente, os cálculos do seu diâmetro estavam dependentes do diâmetro especificado para o para o êmbolo inferior (\varnothing 90 mm) com o objetivo de se obter a razão de áreas de 1:3.

$$A_{inferior} = \frac{90^2}{4} \times \pi = 6361,7 \text{ mm}^2$$

Assim sendo, o raio inferior é calculado a partir de:

$$A_{superior} = \frac{A_{inferior}}{3} = \frac{6361,7}{3} = 2120,6 \text{ mm}^2$$

$$\varnothing_{superior} = \sqrt{\frac{4 \times A_{superior}}{\pi}} = \sqrt{\frac{2120,6}{\pi}} = 52 \text{ mm}$$

Conforme as equações, o diâmetro teria de ser de 52 mm. Porém, para a escolha de vedantes e para o dimensionamento da secção tubular, o diâmetro foi definido como 50 mm. Logo, vem que a área superior é igual a:

$$A_{superior} = \frac{50^2}{4} \times \pi = 1963,5 \text{ mm}^2$$

E a relação de áreas fica definida como:

$$r_{\text{áreas}} = \frac{6361,7}{1963,5} = 3,24$$

Baseado nos cálculos apresentados, o êmbolo superior do sistema foi então dimensionado prevendo cavidades para alojamento dos vedantes e cintas de guiamento, tal como no caso do êmbolo inferior. Para além disso, foi também projetada uma cavidade e um furo para fixação da haste a esta peça, apresentada na figura 5.10.

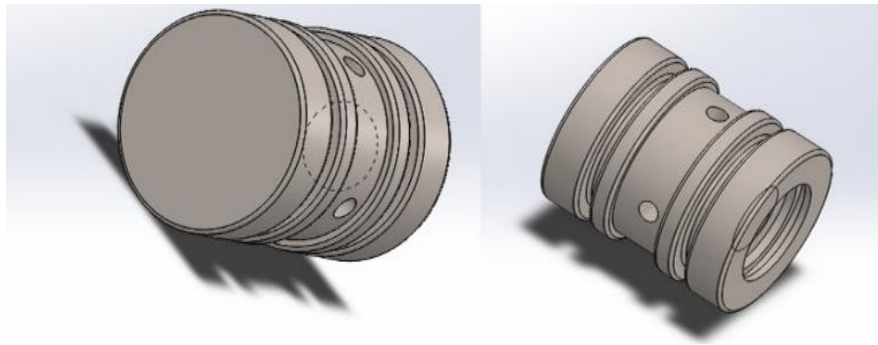


Figura 5.10 Modelo 3D do êmbolo superior

Tal como anteriormente, foi realizado um estudo de elementos finitos para a carga de 70 MPa, a carga máxima a que este componente estará sujeito. Os resultados são apresentados na Figura 5.11.

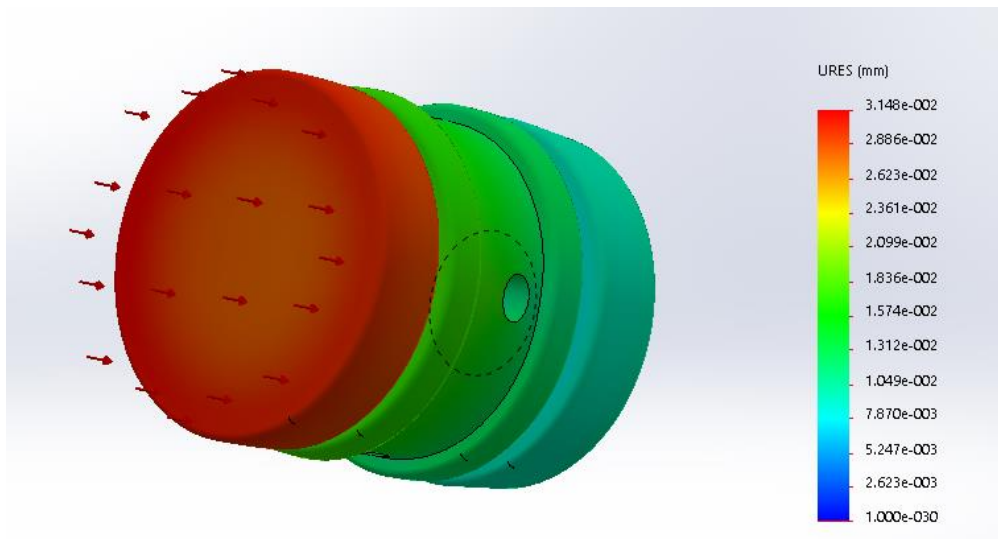


Figura 5.11 Resultados da simulação por elementos finitos ao êmbolo superior

5.1.6 Haste, corpos tubulares e tirantes

Estes componentes relacionam-se pelo comprimento. O corpo tubular inferior irá determinar o curso do êmbolo do multiplicador e os restantes elementos foram dimensionados relativamente ao comprimento deste componente.

A haste e o corpo tubular superior foram ainda dimensionados de forma a garantir que não existe choque entre o êmbolo superior e os restantes componentes.

Para o dimensionamento do corpo tubular inferior, é necessário ter em conta a cilindrada definida nos requisitos, 330 cm³. Como este corpo inferior limitará o curso do êmbolo do multiplicador, o seu comprimento mínimo tem de ser definido pela distância que o êmbolo superior terá de percorrer:

$$curso = \frac{c_c}{A_{superior}} = \frac{330\,000}{1963,5} = 168,1\,mm$$

O curso percorrido pelo êmbolo tem de ser no mínimo 152,8 mm para garantir os requisitos iniciais definidos.

Como o êmbolo inferior ficou definido por uma distância entre faces de 70 mm e o corpo inferior e intermédio têm faces de centragem de profundidade de 13 e 20 mm respetivamente, com estes valores foi calculada a altura mínima deste corpo, sendo que o seu diâmetro interno é de 90 mm.

$$h_{min} = 168.1 + 70 + 13 + 20 = 271.1[\text{mm}]$$

Com o objetivo de evitar o choque entre o êmbolo inferior e o corpo intermédio, mesmo com a necessidade de cilindrada máxima, a altura deste corpo foi definida em 280 mm e espessura de 5 mm, apresentado na figura 5.12.

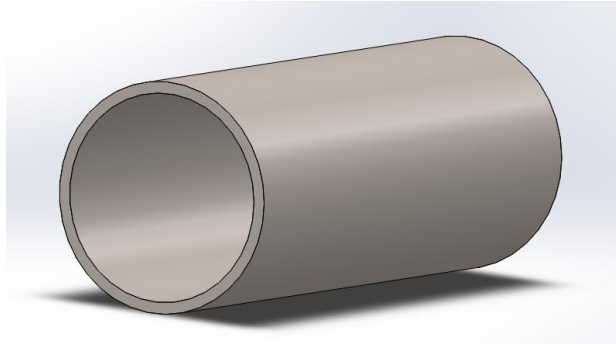


Figura 5.12 Modelo 3D do corpo tubular inferior

Mais uma vez, este corpo foi alvo de uma simulação por elementos finitos, para se estudar o seu comportamento nas condições máximas de trabalho (23,3 MPa) como apresentado na figura 5.13.

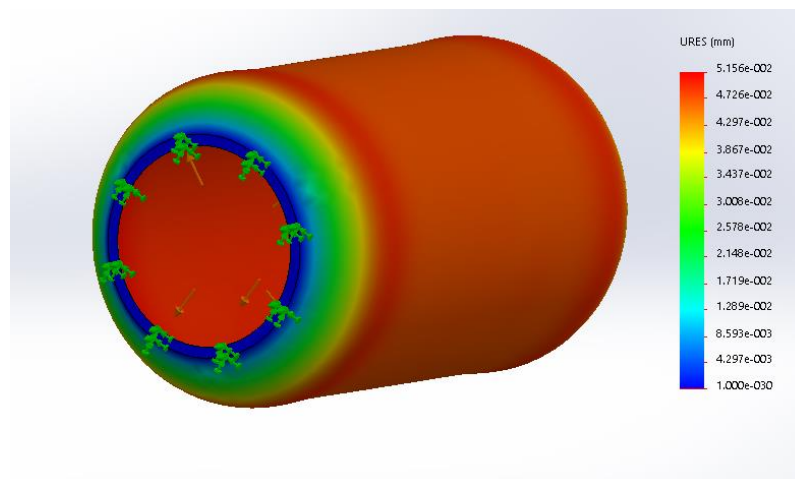


Figura 5.13 Resultados da simulação por elementos finitos ao corpo cilíndrico inferior

De seguida, foi dimensionado o corpo cilíndrico superior que sendo calculado o seu comprimento a partir do comprimento do corpo inferior, este ficou com um comprimento de 290 mm mantendo-se a espessura de parede para um diâmetro interno de, agora, 50 mm. O estudo do comportamento deste componente com a carga máxima aplicada é relevante, devido a esta ser igual a 70 MPa, sendo os resultados apresentados na figura 5.14.

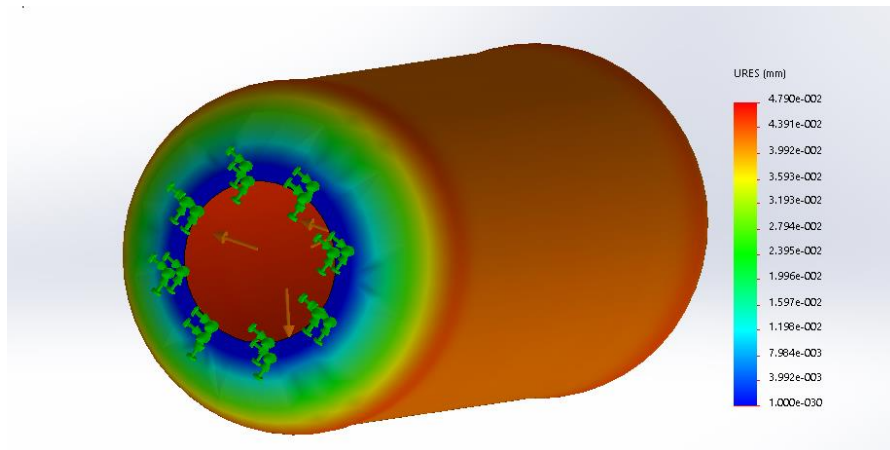


Figura 5.14 Resultados da simulação por elementos finitos ao corpo cilíndrico superior

Na figura 5.14 é então perceptível que a avariação de diâmetro será de $2 \times 480 \mu\text{m}$.

A haste, que fará a ligação entre os dois êmbolos, foi então dimensionada. Será feita a partir de um varão com 30 mm de diâmetro e nos seus extremos serão maquinadas roscas M20, com 25 mm de comprimento para a fixação aos êmbolos.

Para além disto, a haste terá de atravessar o corpo intermédio e garantir que não existe possibilidades de colisão do êmbolo superior. Para além da espessura do corpo intermédio, que separa as duas câmaras por 80 mm, para garantir ainda uma melhor fixação a haste terá um alojamento para o seu diâmetro máximo em ambos os êmbolos, como já referido anteriormente, o que aumenta ainda mais o comprimento necessário para a haste.

Posto isto, o comprimento deste componente foi definido em 320 mm, após o estudo de todas as dimensões de componentes que interferem com este.

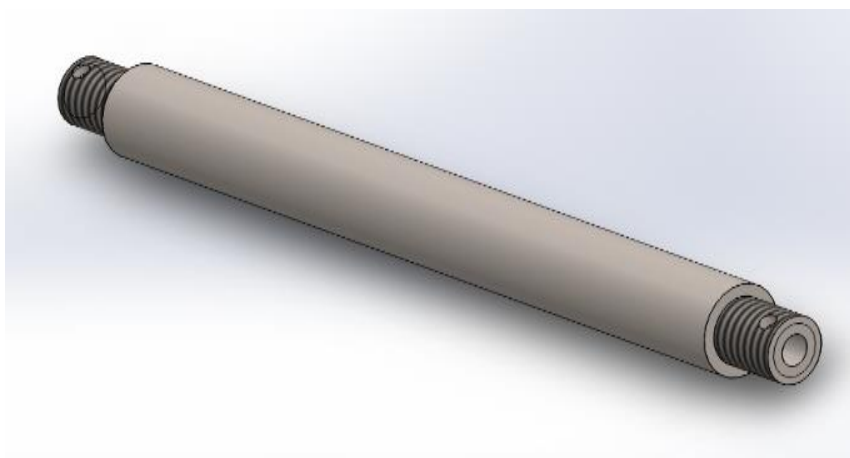


Figura 5.15 Haste de ligação entre os 2 êmbolos

Na figura 5.15 pode observar-se a existência de 2 furos um em cada extremidade da haste onde serão roscados os êmbolos, pretende-se que estes fiquem concêntricos com os 2 furos passantes (presentes um em cada êmbolo) e que seja colocado um pino que por sua vez garanta que os três componentes se mantenham roscados.

Após o dimensionamento destes três componentes, foi possível calcular as cilindradas finais, a cilindrada necessária para o avanço total do multiplicador e a cilindrada que será fornecida para testar as mangueiras hidráulicas.

O curso final do êmbolo ficou definido, como já foi referido, pelo comprimento do corpo tubular inferior, e o seu valor é de 170 mm.

$$cilindrada_{inf} = 6361,7 \times 170 = 1081 \text{ cm}^3$$

$$cilindrada_{sup} = 1963,5 \times 170 = 333.8 \text{ cm}^3$$

O valor da cilindrada inferior não constituirá um problema, pois com a bomba selecionada o caudal fornecido por minuto é de 1184 cm^3 pelo que, é repostado todo o fluido fornecido pelo acumulador num ensaio a 1 Hz a utilizar o caudal máximo.

Os tirantes foram dimensionados a partir da espessura dos três corpos que terão de ligar e dos dois corpos tubulares. Devido a problemas de montagem, os tirantes superiores terão de ser roscados no corpo intermédio, caso contrário, a distância do furos de montagem dos tirantes ao centro dos corpos principais teria de aumentar, o que não é de todo interessante para a aplicação pois aumentaria os momentos fletores aplicados aos corpos.

Os tirantes terão então o comprimento de 345 mm para os superiores e 400 para os inferiores. Esta diferença deve-se não só ao facto de os tirantes inferiores serem apenas de fixação por fêmea e de serem também os responsáveis pela fixação ao suporte que será apresentado na secção seguinte.

Os esforços máximos aplicados ao conjunto de tirantes serão dados pelas pressões máximas nas câmaras inferior e superior (25 MPa na câmara inferior e 70 MPa na câmara superior).

$$F_{inf} = 6361,7 \times 25 = 159 \text{ kN}$$

$$F_{sup} = 1963,5 \times 70 = 137,4 \text{ kN}$$

A força total aplicada aos tirantes será a soma destes dois valores:

$$F_{total} = 159 + 137,4 = 296,4 \text{ kN}$$

De seguida, é apresentada uma tabela que mostra a capacidade de carga máxima mediante o diâmetro da rosca do componente.

Tabela 5.1 Cargas máximas admissíveis segundo o tipo de rosca

BIFLA	PASSO	FERRO FUNDIDO GG25 OU SUPERIOR		FERRO FUNDIDO GG15 (1)		AÇO 1045 (1)		AÇO 1030 (1)		ALUMÍNIO COMERCIAL (1)		FERRO FUNDIDO GG15 COM UTIL. ARRUELA PLANA (2)		AÇO 1045 COM UTIL. ARRUELA PLANA (2)		AÇO 1030 COM UTIL. ARRUELA PLANA (2)		ALUMÍNIO COMERCIAL COM UTIL. ARRUELA PLANA (3)	
		TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)	TORQUE (Nm)	FORÇA (kN)
M3	0,5	2	2,81	1	2,27	2	2,65	1	1,59	0,3	0,57	2	2,80	2	2,80	2	2,80	2	2,80
M4	0,7	4	4,87	3	4,05	4	4,72	2	2,83	1	1,01	4	4,87	4	4,87	4	4,87	4	4,95
M5	0,8	8	7,90	6	6,28	7	7,33	4	4,40	2	1,57	8	7,90	8	7,90	8	7,90	8	7,77
M6	1	13	11,19	11	9,08	13	10,59	8	6,35	3	2,27	13	11,19	13	11,19	13	11,19	13	11,19
M8	1,25	33	20,41	26	16,05	30	18,74	18	11,24	6	4,01	33	20,41	33	20,41	33	20,41	32	19,87
M10	1,5	64	32,39	50	25,02	58	29,19	35	17,52	12	6,25	64	32,39	64	32,39	64	32,39	62	30,96
M12	1,75	112	47,11	86	35,95	100	41,96	60	25,18	21	8,99	112	47,11	112	47,11	112	47,11	106	44,30
M14	2	179	64,58	136	48,89	158	57,03	95	34,22	34	12,22	179	64,58	179	64,58	179	64,58	168	60,48
M16	2	265	84,425	199	63,32	232	73,87	139	44,32	50	15,83	265	84,42	265	84,42	265	84,42	246	78,34
M18	2,5	383	107,55	287	80,66	335	94,11	201	56,46	72	20,17	383	107,55	383	107,55	383	107,55	355	99,79
M20	2,5	518	131,91	389	98,93	453	115,42	272	69,25	97	24,73	518	131,91	518	131,91	518	131,91	481	122,40
M22	2,5	682	158,75	511	119,05	597	138,90	358	83,34	129	29,76	682	158,75	682	158,75	682	158,75	633	147,30
M24	3	896	189,95	672	142,45	784	166,21	470	99,727	168	35,62	896	189,95	896	189,95	896	189,95	831	176,26
M27	3	1257	238,81	943	179,11	1.100	208,95	660	125,38	236	44,78	1257	238,81	1.257	238,81	1.257	238,81	1.167	221,59
M30	3,5	1735	295,62	1.301	221,72	1.518	258,67	911	155,30	320	54,98	1735	295,62	1.735	295,62	1.735	295,62	1.609	274,31
M33	3,5	2284	355,87	1.713	266,90	1.998	371,49	1.199	186,85	428	66,73	2284	355,87	2.284	355,87	2.284	355,87	2.119	330,21
M36	4	2980	424,56	2.235	318,42	2.608	311,39	1.565	222,89	559	79,60	2980	424,56	2.980	424,56	2.980	424,56	2.765	393,94

- (1) O torque, neste, caso é limitado em função da baixa resistência à compressão do material da contra-peça. Aconselha-se a utilização de uma arruela plana de aço para distribuir a pressão superficial.
- (2) Arruela plana em aço temperado com dureza entre 40 e 43 HRC e diâmetro externo mínimo = 1,2 x diâmetro da cabeça do parafuso
- (3) Arruela plana de aço temperado com dureza entre 40 e 43 HRC e diâmetro externo mínimo = 1,6 x diâmetro da cabeça do parafuso.



A rosca esolhida para os tirantes será então M16, que pela tabela apresentada, para um aço 1045, a força máxima será de 73,87 kN. Sabendo que cada grupo de tirantes terá de suportar F_{total} para garantir um coeficiente de segurança igual a 2, o número de tirantes terá de ser oito em cada grupo. A força total, por tirante, ficará:

$$F_{tirante} = \frac{296,4}{8} = 37 \text{ kN}$$

Contudo, estes elementos estarão sujeitos a um esforço acrescido devido ao número de ciclos de ensaio. Tratando-se estes de elementos de grande relevância estrutural para o multiplicador, foi então necessário redimensioná-los para uma solitação à fadiga.

A solitação à qual os tirantes são submetidos é classificada como uma solitação repetida, pois o esforço oscila entre zero e um valor máximo [19], como representado no gráfico 5.1. Para os cálculos é importante determinar os valores de $\sigma_{m\acute{a}x}$, σ_m e σ_a .

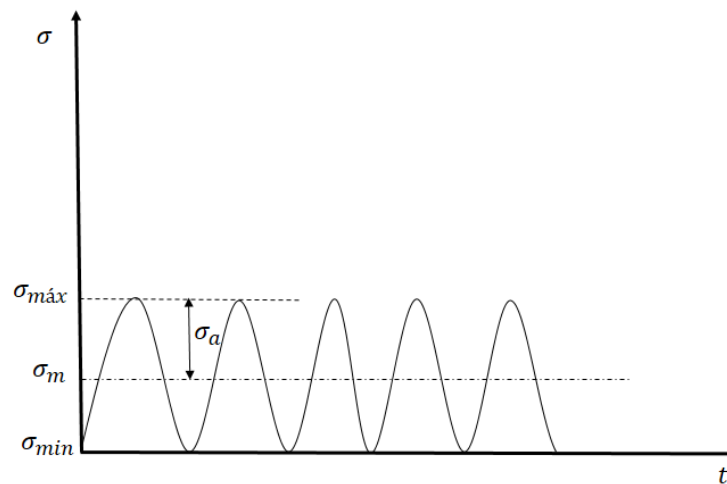


Gráfico 5.1 Gráfico de solitação à fadiga dos elementos do multiplicador

O $\sigma_{m\acute{a}x}$ é calculado a partir da força máxima aplicada ao tirante (37 kN) e pela sua secção mínima. Assim, para uma rosca M16 será $\phi_i = 13,835 \text{ mm}$.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{37\,000}{\frac{\phi_i^2}{4} \times \pi} = \frac{37\,000}{\frac{13,835^2}{4} \times \pi} = 246,1 \text{ MPa}$$

Para esta solicitação:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} = 123,5 \text{ MPa}$$

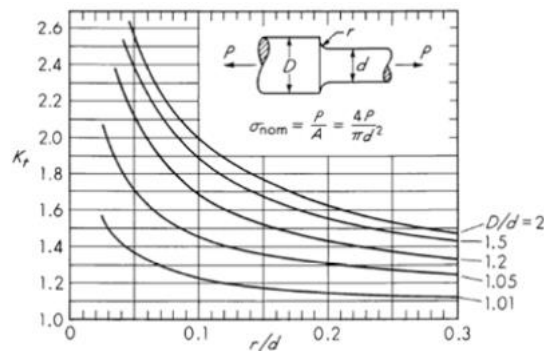
Para um aço ligado, com especificações de $\sigma_{rot} = 820 \text{ MPa}$ e $\sigma_{ced} = 610 \text{ MPa}$, pode-se calcular a resposta à fadiga deste elemento. [20]

$$\frac{k_t \sigma_a}{\sigma_{f_0}^c} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} = \frac{1}{N}$$

Sigla	Significado
k_f	Fator de concentração de tensões
σ_a	Amplitude de tensão
$\sigma_{f_0}^c$	Tensão limite de fadiga corrigida
σ_m	Tensão média
σ_{ced}	Tensão de cedência do material
N	Coefficiente de segurança

A concentração de tensões tem de ser tida em conta devido à maquinagem da rosca que criará uma zona de concentração de tensões. Este valor foi calculado a partir da consulta do gráfico 5.2.

Gráfico 5.2 Fator de concentração de tensões [19]



$$\frac{D}{d} = \frac{16}{13.835} = 1,16$$

O valor de r/d foi aproximado a 0,05, resultando um valor de concentração de tensões de 1,7.

O valor de $\sigma_{f_0}^c$ foi calculado a partir da equação:

$$\sigma_{f_0}^c = \sigma_{f_0} \times C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4$$

Em que $\sigma_{f_0} = \sigma_{rot}/2$ enquanto que C_1 , C_2 , C_3 e C_4 são correções aplicadas devido ao tipo de solicitação, geometria, acabamento superficial e outros aspetos que influenciam a tensão de fadiga. [19]

Correção	Valor
C_1	0,85
C_2	1
C_3	0,8
C_4	1

Desta forma, a tensão de fadiga corrigida vem.

$$\sigma_{f_0}^c = \frac{820}{2} \times 0,85 \times 1 \times 0,8 \times 1 = 278,8 \text{ MPa}$$

$$\frac{k_t \sigma_a}{\sigma_{f_0}^c} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} = \frac{1,7 \times 123,5}{278,8} + \frac{123,5}{610} = 0,955$$

Este valor indica que a rosca M16 não é adequada para a aplicação, visto que o coeficiente de segurança no seu dimensionamento será muito baixo. Por esta razão a rosca foi e o tirante foram alterados para M 20 em que $\phi_i = 17,294$ mm. É necessário calcular novamente os valores de $\sigma_{m\acute{a}x}$, σ_m e σ_a .

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{37\,000}{\frac{\phi_i^2}{4} \times \pi} = \frac{37\,000}{\frac{17,294^2}{4} \times \pi} = 157,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} = 78,7 \text{ MPa}$$

Os valores de concentração de tensões mantêm-se inalterados, pois a relação entre os diâmetros mantem-se, bem como os valores das correções à tensão limite de fadiga.

$$\frac{k_t \sigma_a}{\sigma_{f_0}^c} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} = \frac{1,7 \times 78,7}{278,8} + \frac{78,7}{610} = 0,61$$

O coeficiente de segurança final para os tirantes é então :

$$\frac{1}{N} = 0,61 \therefore N = 1,64$$

5.1.7 Vedantes

Os vedantes para este equipamento foram seleccionados mediante as condições de trabalho a que estarão sujeitos. Na tabela 5.2 são apresentadas as referências dos vedantes e cintas de guiamento da Trelleborg escolhidos mediante as suas condições de trabalho. [21]

Tabela 5.2 Escolha e referência de vedantes e cintas de guiamento usados no multiplicador

Corpo	Designação	Diâmetro	Condições de trabalho	Referência [21]
Êmbolo inferior	Vedante de Pistão	Ø 90 mm	$p_{m\acute{a}x}=233 \text{ bar}$ $T_{m\acute{a}x}=60 \text{ }^\circ\text{C}$	PSK400900-M12T
	Guiamento de pistão			GP7300900-C320
	Vedante de Pistão		$p_{m\acute{a}x}=\text{residual}$ $T_{m\acute{a}x}=60 \text{ }^\circ\text{C}$	PUA000900-WU9L3
Corpo intermédio	Vedante de haste	Ø 30 mm	$p_{m\acute{a}x}=\text{residual}$ $T_{m\acute{a}x}=60 \text{ }^\circ\text{C}$	RU2200300-WUAQ3
	Guiamento de haste			GR6500300-HM061
	Vedante de haste		$p_{m\acute{a}x}=\text{residual}$ $T_{m\acute{a}x}=150 \text{ }^\circ\text{C}$	RSK100300-M12V
Êmbolo superior	Vedante de Pistão	Ø 50 mm	$p_{m\acute{a}x}=\text{residual}$ $T_{m\acute{a}x}=150 \text{ }^\circ\text{C}$	PSK200500-M12V
	Guiamento de pistão			GP7300500-HM061
	Vedante de Pistão		$p_{m\acute{a}x}=700 \text{ bar}$ $T_{m\acute{a}x}=150 \text{ }^\circ\text{C}$	PSK200500-T46N

5.1.8 Suporte do Multiplicador

As opções tomadas relativamente à utilização do transdutor de posição e ligação dos corpos por tirantes com fêmeas, obriga ao desenho de um apoio que, por um lado, permita a montagem destes componentes e que, por outro, garanta a integridade estrutural durante os ensaios.

Assentando neste pressuposto, foi então necessário desenhar apoio para o multiplicador. Este apoio será feito a partir de 2 perfis UPN 80 com 200 mm de comprimento soldados a chapas de aço. Estas chapas serão de 5 mm de espessura, pois o multiplicador após o seu fabrico ficará com uma massa aproximada de 60 kg e que terá de suportar esta massa bem como absorver os impactos causados pelos movimentos do êmbolo.

A estrutura final do suporte é mostrada na figura 5.16.

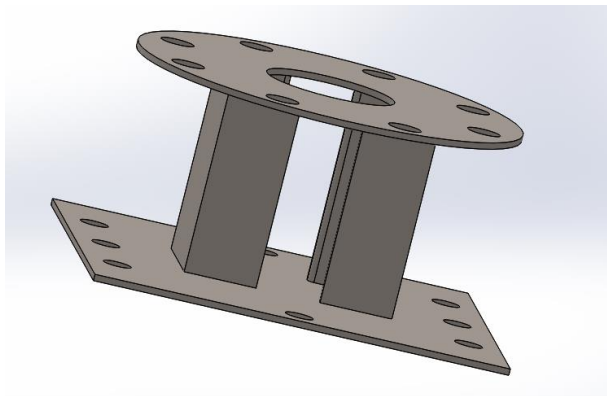


Figura 5.16 Estrutura final do suporte do multiplador

A chapa inferior servirá de fixação ao resto da estrutura e entre estas duas deverá existir um componente que funcione como amortecedor de vibração para diminuir o esforço que passará para a estrutura.

5.1.9 Solução Final

O multiplicador, após os dimensionamentos de todas as peças, é apresentado, já com a montagem de todos os componentes e os seus desenhos finais são apresentados nos anexos.

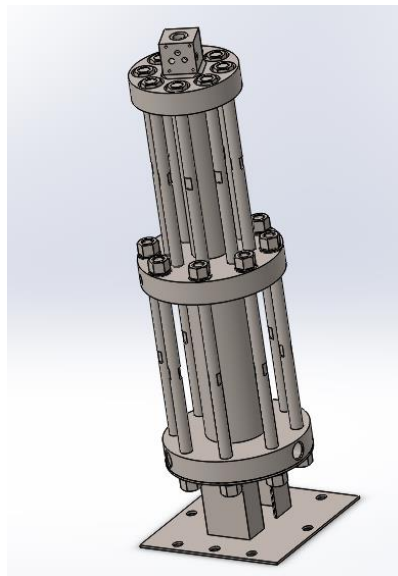


Figura 5.17 Multiplicador hidráulico completo

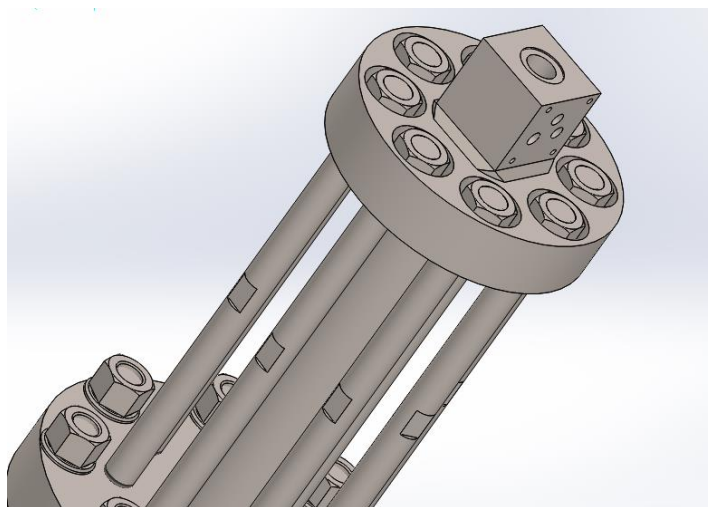


Figura 5.18 Detalhe de montagem dos tirantes no corpo superior do multiplicador



Figura 5.19 Detalhe de montagem dos tirantes no corpo intermédio do multiplicador

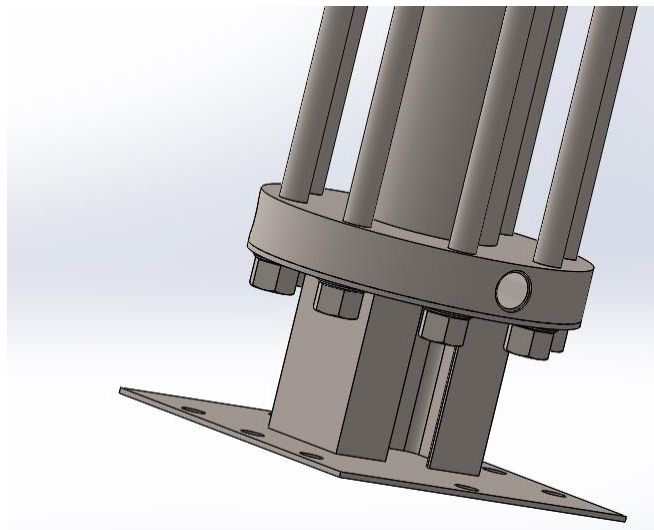


Figura 5.20 Detalhe de montagem dos tirantes no corpo inferior e suporte do multiplicador

É ainda apresentada uma imagem da montagem das três peças do êmbolo e dos vedantes necessários.

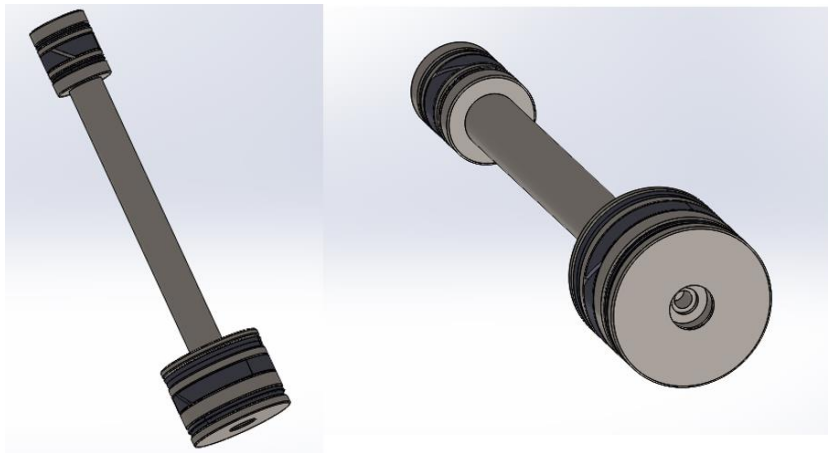


Figura 5.21 Êmbolo completo com vedantes já montados

5.2 Solução estrutural

Nesta secção é abordada a solução concebida de forma a encontrar as melhores condições para a realização dos ensaios de mangueiras, quer sejam os ensaios de impulso quer os de validação.

Esta solução foi desenvolvida para resolver pequenos problemas estudados a partir de *feedback* da utilização dos equipamentos já existentes na Balflex e ainda a implementação da solução para a ISO 6802-2.

Apesar disto, este projeto estrutural terá de ser estudado de forma mais aprofundada para a averiguação do seu comportamento à fadiga, visto que devido ao ensaio de impulso ser basicamente um ensaio de fadiga aos provetes de teste, toda a vibração causada pelos picos de pressão podem-se tornar problemáticos para a estrutura.

No entanto, a estrutura proposta tem ainda uma condição subjacente relativa à facilidade de montagem e desmontagem, o que implica que toda a estrutura seja maioritariamente constituída por painéis removíveis e ligações aparafusadas.

Em primeiro lugar, foi estimada uma massa final de 1,5 toneladas. Este valor foi utilizado como base para o dimensionamento dos perfis a usar nas zonas estruturais do projeto.

5.2.1 Base estrutural

O perfil escolhido foi um perfil tubular quadrado com secção de 40 mm e 2 mm de espessura, em que serão usados dois comprimentos principais, 1750 e 2500 mm. Este perfil foi então testado por elementos finitos para a carga estática acima referida acima.

Os apoios desta estrutura, são também de perfil tubular, mas têm 200 mm de comprimento. Esta distância relativa ao chão deve-se à necessidade de criar um reservatório para armazenamento de óleo em caso de falha de algum equipamento da máquina.

Em seguida, é apresentada a base projetada para esta solução, que foi também testada em elementos finitos para uma carga total aplicada de 1,5 toneladas, como referido anteriormente.

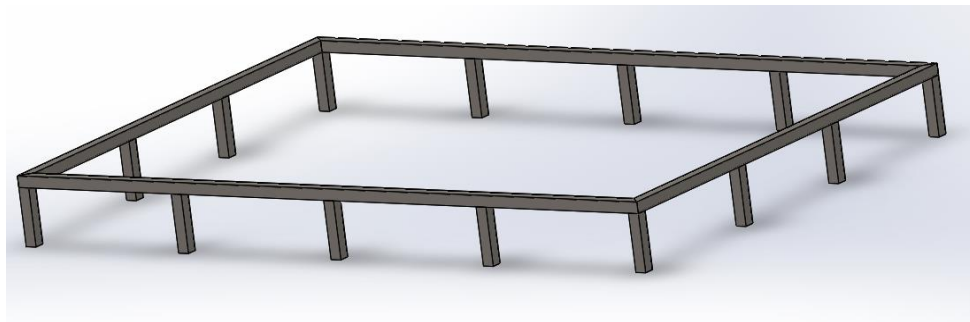


Figura 5.22 Modelo 3D da base da estrutura de ensaio

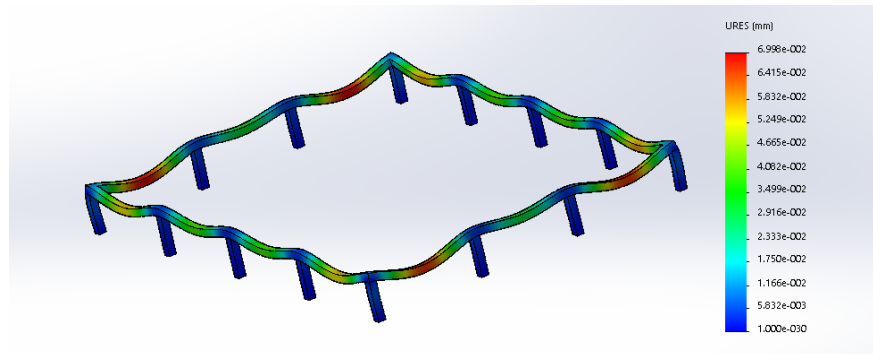


Figura 5.23 Resultados da simulação por elementos finitos da base da estrutura

A tensão máxima a que fica sujeita esta montagem é de 21,6 MPa, o que permite alguma margem no que toca à solução estrutural, em termos de massa total.

5.2.2 Reservatório de fugas

Este reservatório auxiliar resulta da necessidade de garantir que, em caso de falha de algum componente do equipamento, o fluido que passe nesse mesmo componente não seja derramado no chão da fábrica, sendo possível recuperá-lo.

Contudo, nos equipamentos estudados na Balflex, este reservatório é de fundo plano o que obriga à utilização de uma bomba auxiliar para aspiração do óleo ou outras soluções que diminuem a rentabilidade de tempo de trabalho dos funcionários. Por esta razão, foi criada uma solução que desempenha o papel de reservatório mas cuja recuperação do fluido lá armazenado seja mais simples.

Desta forma, foi proposta uma solução em que o reservatório tem uma forma prismática invertida em que a altura de um lado é maior que o outro, o que leva a que na zona de maior altura possa ser montado um acoplamento rápido e que todo o reservatório possa ser drenado a partir daquele ponto. Nas figuras 5.25 e 5.26, é apresentada a solução proposta.

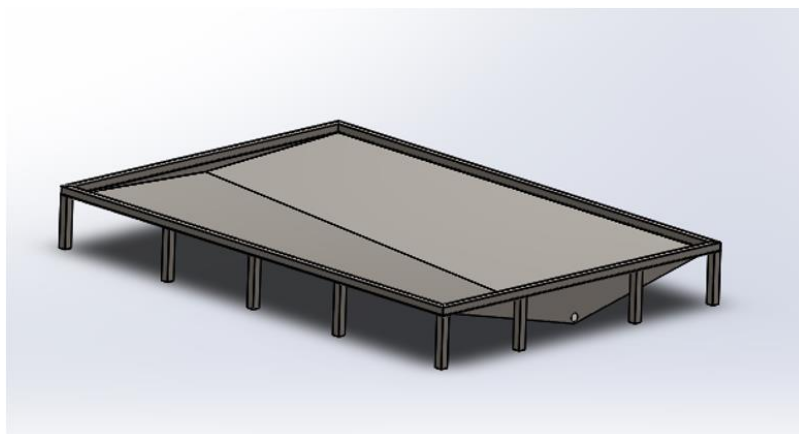


Figura 5.24 Base da estrutura com reservatório de fugas

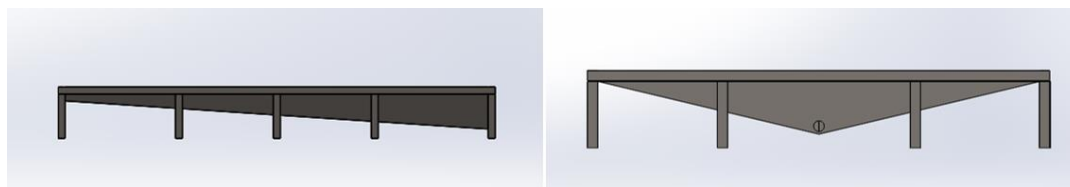


Figura 5.25 Base da estrutura vista frontal e lateralmente

5.2.3 Banca de ensaio

A zona de ensaio terá que permitir que dois terminais de montagem de mangueiras possam ser implementados, onde um será móvel e outro será fixo. Esta mesa terá ainda que permitir que, caso se queira inserir mais graus de liberdade para além do previsto para este equipamento, não seja necessário refazer todo o projeto de máquina e se tenha apenas que alterar o terminal móvel deste equipamento.

O terminal móvel será montado sobre dois guiamentos lineares, sendo que o movimento resultará da ação de um servomotor em conjunto com um sistema pinhão-cremalheira. Sendo assim, é importante que exista a possibilidade de montagem dos veios de guiamento na mesa de ensaio.

Outra questão importante será o fecho da câmara de ensaio, que será feito através de portas deslizantes sobre perfis da Aluflex. Neste sistema, apenas serão precisos dois destes perfis, pois o sistema será composto por três secções, mas uma delas será fixa. Esta solução de fecho, concede ao utilizador uma abertura para montagem dos provetes de ensaio de 1700 mm. Para este efeito, serão necessários dois perfis LCX 28H com 2400mm de comprimento, para a porta que percorre a maior distância e dois perfis LCX 18 com 1760 mm, para a porta intermédia. Cada um destes perfis deverá ser acompanhado por duas carruagens para montagem acoplada à porta. A fixação destes perfis é feita através de parafusos M4 de assento cónico ou cilíndrico, mediante especificação. [22]

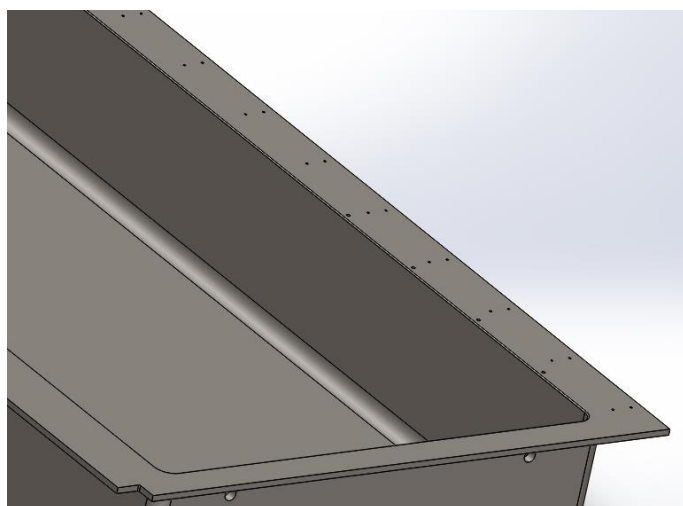


Figura 5.26 Promenor da furação para fixação das calhas e guiamentos

Na figura seguinte é representada a mesa já com os veios de guiamento dos terminais de mangueira e os perfis que servirão para para conduzir as portas. Os terminais de mangueira serão feitos de um bloco inteiro, sendo depois maquinado. Os desenhos destas peças são apresentados nos anexos. O guiamento do terminal móvel nos veios será feito a partir de chumaceiras de flange da marca IGUS, com 20 mm de diâmetro interno, que serão montadas diretamente no terminal [23]. Neste terminal foram ainda incluídos seis furos M16 com o intuito de permitir a montagem de uma placa de assentamento para o servomotor responsável pelo seu acionamento.

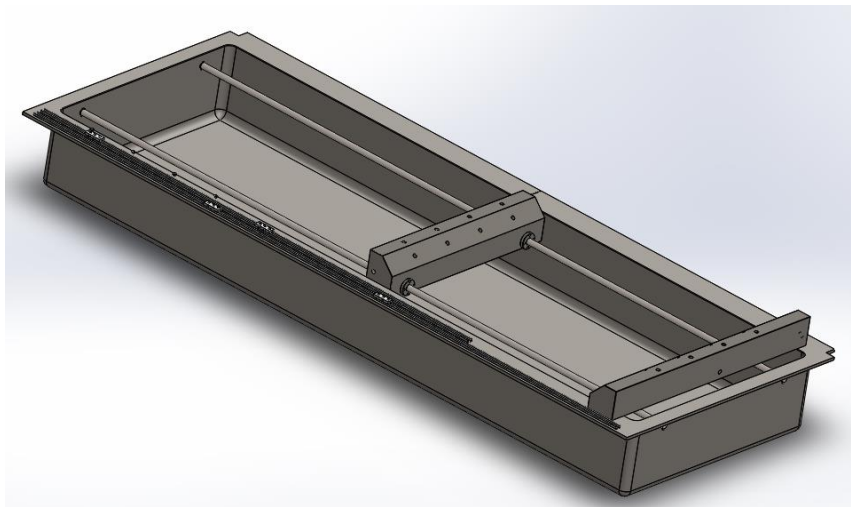


Figura 5.27 Vista da mesa de ensaio com os diversos elementos montados

A fixação dos veios à mesa é feito a partir de anéis elásticos, como é mostrado na figura 5.28.

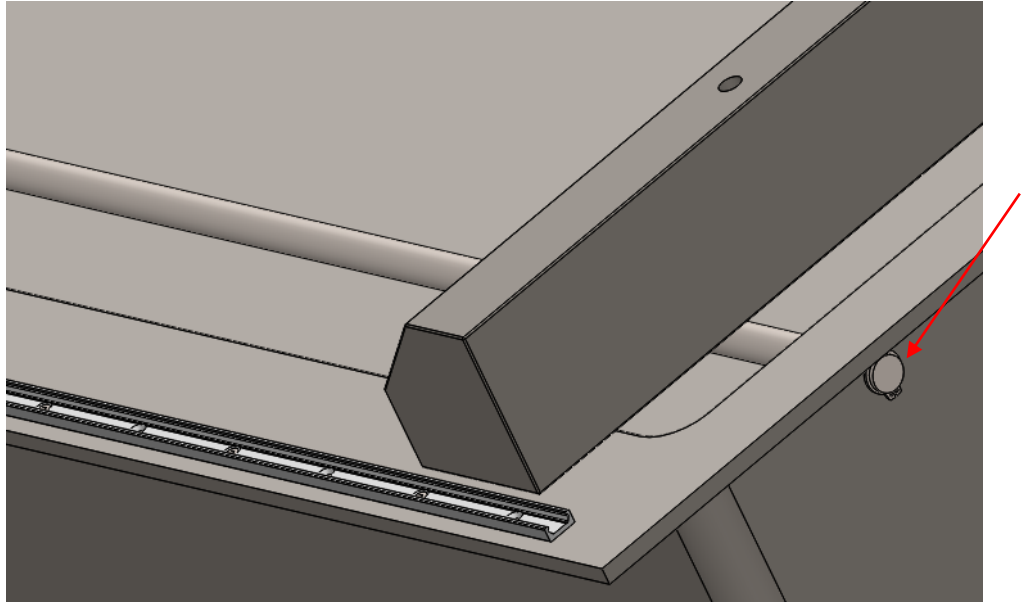


Figura 5.28 Pormenor da fixação dos veios de guiamento

5.2.4 Acesso ao interior

Na especificação inicial do projeto foi avançado que a máquina deveria ter capacidade para realizar ensaios de validação. Estes ensaios têm de ser aplicados a mangueiras para aplicações especiais, tendo normalmente dimensões ou capacidades diferentes das comuns que são produzidas na Balflex. Posto isto, é preciso que em caso de ser necessário realizar um ensaio deste tipo a uma mangueira com um comprimento demasiado elevado relativamente às dimensões da banca de ensaio, não se tenha que realizar o ensaio de forma a que os operadores da máquina possam aceder aos provetes durante o ensaio.

Desta forma, o projeto foi desenvolvido tendo uma câmara exterior, relativamente à explicada na secção anterior, e que teria o remanescente de espaço para acomodar uma mangueira de comprimentos acima de 3m (apenas para ensaios de validação). Ao nível da programação, isto exigirá que quando é detetado que a porta que separa as duas câmaras esteja aberta, só seja possível realizar ensaios de validação. Porém, a porta para o exterior deverá permanecer fechada.

A porta exterior, devido às suas possíveis dimensões, foi projetada como sendo uma porta bipartida (como representada na figura 5.29), com o objetivo de que quando aberta, o seu espaço ocupado seja baixo.

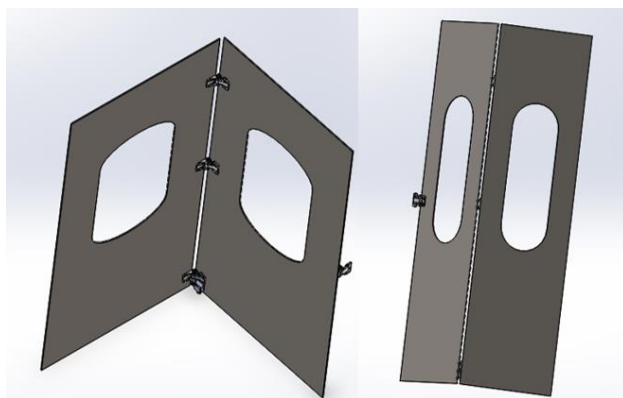


Figura 5.29 Porta exterior da banca de ensaio

O fecho desta porta será assegurado por um equipamento colocado na zona inferior da porta. Este funcionará como uma dobradiça, assegurando o fecho e será da marca PILZ e é apresentado na figura 5.30.



Figura 5.30 Dobradiça com fecho de segurança PILZ

5.2.5 Módulo de Comando

Este módulo terá de suportar a carga do depósito principal, os acumuladores, o motor do circuito de comando e o bloco hidráulico.

Assim, este equipamento estrutural estará sob uma carga constante muito elevada. Por isso, serão usados os mesmos perfis para assegurar a sua integridade estrutural. Foi ainda sugerido pela empresa, que este fosse móvel, no sentido de facilitar as condições de mobilidade deste sistema sem que se tenha que recorrer a transporte por empilhador para ser carregado dentro da empresa, em distâncias curtas.

Para assegurar este movimento, foram selecionados seis rodízios da Mecanarte, com uma capacidade de carga de 450 kg, com o objetivo de garantir que o sistema não falhe. Finalmente, será usado um reservatório similar ao do módulo de ensaio, representado na figura 5.31.

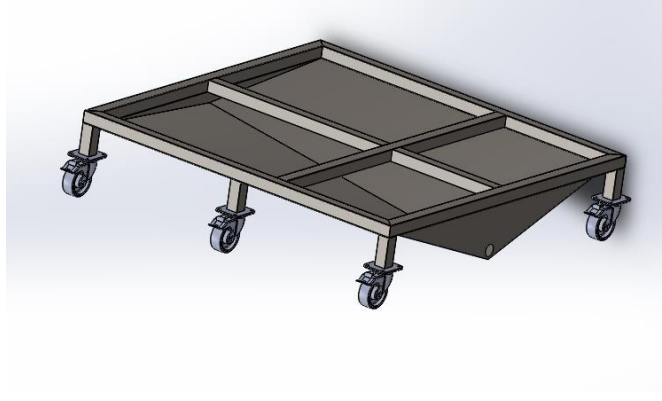


Figura 5.31 Estrutura da base do módulo de comando

5.3 Solução final

Nesta secção é apresentada a estrutura proposta para este equipamento.

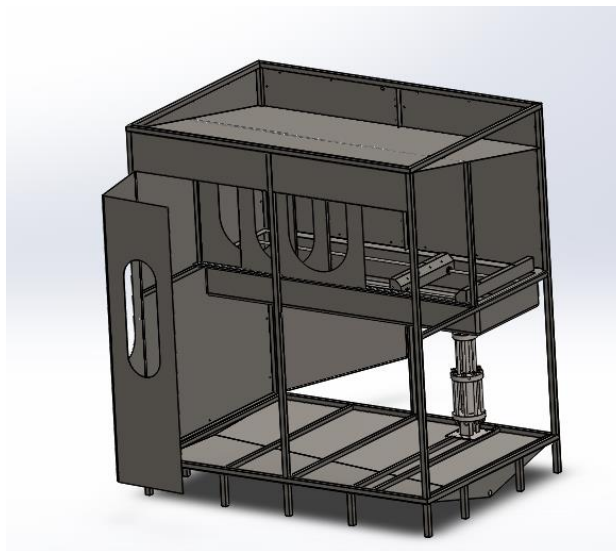


Figura 5.32 Solução final da estrutura

Como podemos observar da figura 5.32, o multiplicador hidráulico deverá ser montado o mais próximo possível do acoplamento de mangueiras fixo, de forma a evitar a utilização de ligações flexíveis, em risco de ser sujeitas à pressão máxima de ensaio. O quadro elétrico será

colocado no local oposto à zona com maior profundidade do reservatório, para que não haja interferência entre as duas zonas.

Na figura 5.33 são esquematizadas as portas deslizantes da mesa de ensaio e a porta que limita a zona exterior da máquina.

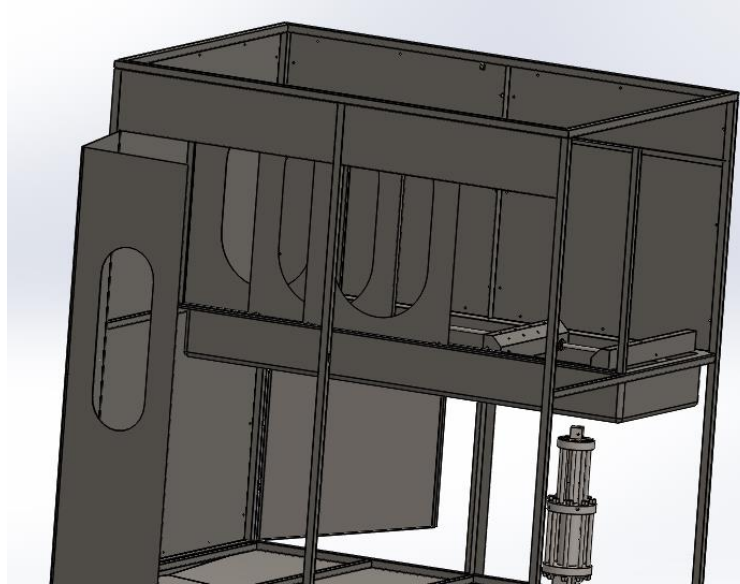


Figura 5.33 Visualização de ambas as portas do equipamento

Após a conceção de todas as peças apresentadas, o equipamento ficou com uma massa aproximada de 1.200 kg. Como este valor se encontra abaixo do valor usado nas simulações de comportamento mecânico não será necessário proceder a novas simulações estáticas. O valor apresentado foi calculado com recurso à ferramenta de avaliação de massa do software SolidWorks.

6 Conclusões e trabalhos futuros

6.1 Conclusões

O principal objetivo desta dissertação foi a conceção de uma solução de projeto estrutural e de automação para uma banca de ensaios de mangueiras hidráulicas, com uma diminuição do consumo energético necessário e um custo abaixo do custo de compra de um equipamento já existente no mercado. Este objetivo foi atingido a partir de um estudo inicial da normalização aplicada a estes ensaios e das características das principais ofertas de mercado.

Este projeto resultou numa redução de potência instalada necessária neste tipo de máquina e da pressão máxima de ensaio, visto não existir necessidade de uma pressão instalada tão elevada para os provetes testados na Balflex.

O circuito desenvolvido agrupa novas tecnologias e permite uma grande versatilidade de utilização e capacidade de adaptação às melhores condições para o ensaio.

O valor final da potência necessária para a realização dos ensaios foi definido para um valor aproximado de 31 kW, valor que satisfaz a proposta apresentada à Balflex e VMflex no decorrer desta dissertação.

Foi desenvolvido um multiplicador de pressão, específico para esta aplicação, para ser possível aproveitar as máximas capacidades de todo o projeto hidráulico desenvolvido. Este multiplicador de pressão desenvolvido permite consoante diferentes necessidades de caudal alterar o comprimento dos corpos tubulares e da haste.

Por outro lado, foi criado um sistema que garante a mobilidade de um dos terminais de conexão das mangueiras, para ser possível a inclusão da solicitação com um grau de liberdade, prevista na norma ISO 6802-2. Com uma alteração deste terminal, será possível a implementação do segundo grau de liberdade, previsto na norma.

6.2 Trabalhos futuros

Concluída a realização desta dissertação, são sugeridos os seguintes trabalhos futuros, permitindo a melhoria do projeto de concepção deste equipamento.

Ao longo deste projeto, foi estudado o comportamento dos equipamentos estruturais apenas para uma carga estática aplicada, a sua massa. Portanto, é sugerido um estudo mais aprofundado do comportamento estrutural da relativamente ao seu comportamento quando sujeito à vibração causada pelos movimentos do multiplicador durante a realização dos ensaios.

Nesta dissertação foi dada especial atenção à elaboração do circuito de hidráulico final do equipamento e ao dimensionamento dos seus principais componentes. Em trabalhos futuros, sugere-se ser elaborado o projeto de concepção para o sistema de engate rápido para mangueiras já cravadas, apresentado na proposta de concepção.

Ao longo desta dissertação foi escolhido o PLC da Schneider, Modicon M241, como tal num trabalho futuro sugere-se o estudo de todos os equipamentos elétricos que este PLC terá de controlar, de forma a que possam ser seleccionados os módulos de entradas/saídas adicionais aos já existentes no equipamento.

Para além dos pontos já referidos propõe-se o dimensionamento e seleção do servomotor necessário para a movimentação do módulo de engate de mangueiras.

7 Referências e Bibliografia

- [1] “Balflex,” 03 march 2015. [Online]. Available: <http://www.balflex.com/>.
- [2] Vmflex, “Vmflex,” 15 03 2015. [Online]. Available: www.vmflex.pt.
- [3] ISO-International Organization for Standardization, “Rubber or plastics hoses and hose assemblies -- Hydraulic-pressure impulse test without flexing,” 2008.
- [4] SAE-Society of Automotive Engineers, “Test and Test Procedures for SAE 100R Series Hydraulic Hose and Hose Assemblies”.
- [5] ISO-International Organization for Standardization, “Rubber and plastics hoses and hose assemblies with wire reinforcements - Hydraulic impulse test with flexing”.
- [6] “Bimal Testing Machines Spa,” [Online]. Available: www.bimal.com. [Acedido em 20 03 2015].
- [7] “Blum-Novotest GmbH,” [Online]. Available: www.blum-novotest.com. [Acedido em 02 04 2015].
- [8] “Jinan Shineeast Fluid Systems Equipment,” [Online]. Available: <http://www.cnshineeast.com>. [Acedido em 20 05 2015].
- [9] “Hainzl,” [Online]. Available: <http://www.hainzl.at/en>. [Acedido em 20 05 2015].
- [10] ISO-International Organization for Standardization, “Impulse testing of hydraulic hose, tubing and fitting assemblies”.
- [11] R. F. Oliveira, “Automação de uma Banca de Ensaios de Mangueiras Hidráulicas a Elevada Pressão,” FEUP, Porto, 2015.
- [12] Oilgear Towler, “OILGEAR,” [Online]. Available: <http://www.oilgear.com/>. [Acedido em 20 07 2015].
- [13] Hydac, “HYDAC,” [Online]. Available: <http://www.hydac.com/>. [Acedido em 20 05 2015].
- [14] Parker, “Parker,” [Online]. Available: www.parker.com. [Acedido em 2015].
- [15] Hawe Hydraulic, “Hawe Hydraulic,” [Online]. Available: <https://www.hawe.com/>. [Acedido em 20 06 2015].
- [16] Bosch Rexroth, “Bosch Rexroth,” [Online]. Available: <http://www.boschrexroth.com/>. [Acedido em 2015].
- [17] Schneider, “Schneider Electric,” [Online]. Available: <http://www.schneider-electric.com/>. [Acedido em 20 07 2015].

- [18] “Temposonics - R-Serie Catalog,” *MTS Sensors*.
- [19] P. M. S. T. d. Castro, “Dimensionamento à fadiga - Orgãos de Máquinas,” FEUP, Porto, 2013.
- [20] Ramada Aços, “Ramada Aços,” [Online]. [Acedido em 20 07 2015].
- [21] Trelleborg, “TRELLEBORG,” [Online]. [Acedido em 21 4 2015].
- [22] IBC, Linear motion Bearings.
IGUS, “igus plastics for longer life,” [Online]. Available:
- [23] http://www.igus.pt/wpck/2309/drylin_r_fjum_01. [Acedido em 15 07 2015].

ANEXO A: Proposta de Conceção

Proposta de Projeto de Equipamento

Conceção de Equipamento de Ensaio de Mangueiras de Alta Pressão

Este documento foi elaborado no âmbito da Unidade Curricular de Dissertação do curso Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, opção de Automação na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Autor: Vítor Rui Magalhães Veiga

Orientador: Prof. Dr. Francisco Jorge Teixeira de Freitas



Data: 18 de março de 2015

Cliente: Balflex Portugal – componentes Hidráulicos e Industriais, SA

Conceção de equipamento de ensaio de mangueiras hidráulicas de alta pressão

I-Exposição de motivos

Nos dias de hoje existe um crescente aumento das expectativas do consumidor relativamente à qualidade do produto por preços cada vez menores.

Desde 1963 a Balflex é um grupo de empresas dedicado ao *design*, produção e distribuição de todos os tipos de tubos flexíveis, conexões, conetores, adaptadores, engates rápidos e conetores em V com elevados padrões de qualidade.

Os ensaios de certificação e de controlo de qualidade de mangueiras hidráulicas constituem um elemento determinante na cadeia de qualidade da empresa. No entanto estes devem ser imparciais e independentes do operador, quer por seguirem normalização com parâmetros de acordo com o tipo de mangueira a ensaiar, muito vulneráveis ao erro humano, quer pela qualidade que um ensaio autónomo garante aos clientes. Para atingir esse objetivo, o ensaio deve, na medida do possível, ser assegurado por meios totalmente automatizados.

A automatização é tanto mais importante quando se pretendam assegurar ensaios de longa duração, onde a fiabilidade, a eficácia e a eficiência energética dos equipamentos se tornam critérios de conceção principais.

II – Âmbito e objetivos

Este trabalho é proposto ser realizado no âmbito da Unidade Curricular Dissertação do curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, opção de Automação, na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP), sendo um projeto do interesse da Balflex Portugal – componentes Hidráulicos e Industriais, SA.

O trabalho tem como objetivo a conceção de uma máquina de ensaios de elevada pressão capaz de realizar ensaios de impulso e ensaios de validação, aos vários produtos produzidos pela Balflex.

Este trabalho envolve:

1. Análise à normaliação aplicável ao ensaio de mangueiras hidráulicas;
2. Análise dos equipamentos automatizados existentes no mercado;
3. Especificação do equipamento a desenvolver;
4. Análise da viabilidade económica do equipamento a desenvolver;
5. Projeto do Equipamento, com objetivo da sua construção e colocação em funcionamento.

No final do projeto, ao ser concretizado, resultará o projeto de uma máquina capaz de realizar ensaios de forma autónoma e sem necessidade de mão de obra particularmente especializada para a sua condução.

III – Considerações

Neste tipo de aplicação, como já foi referido, é de todo o interesse a menor intervenção humana possível. Assim sendo, a máquina a projetar deverá conter um elemento de controlo único que integrará todos os elementos controláveis do sistema.

Para este tipo de aplicação é necessário recorrer-se à utilização de um multiplicador de pressão hidráulico. Este deverá ser então concebido especificamente para esta aplicação o que garantirá que os requisitos de pressão e caudal sejam cumpridos sem necessidade de excedê-los, diminuindo assim os requisitos de potência necessários.

Deverá também garantir que os fluidos de comando e de ensaio não se possam misturar e que caso aconteça o resultado dessa mistura não pode ser recuperável.

IV – Requisitos de comando

Os ensaios de impulso requerem a aplicação de pressão segundo uma onda trapezoidal e para garantir a obtenção deste tipo de forma de onda, sem intervenção humana, deverá recorrer-se à utilização de válvulas de comando eletrónico proporcional.

V – Requisitos de pressão

Na aplicação pretendida pelo cliente prevê-se que a máquina em questão tenha de atingir pressões até ao limite de 700 bar.

VI – Requisitos de potência

Para a aplicação para a qual será desenvolvida esta máquina será de extrema importância o seu consumo energético, desta forma neste projeto a potência instalada será de nominalmente 30 kW.

VII – Requisitos de número de provetes simultâneos

Para que as exigências dos clientes em termos de número de provetes ensaiados, que deve ter um número significativo de amostragem relativamente ao lote, a máquina será capaz de realizar o ensaio de, pelo menos, 4 provetes em simultâneo.

VIII – Requisitos de Caudal

A exigência imposta no ponto anterior impõe um caudal mínimo que deve garantir ser possível ensaiar quatro provetes de 1'' e de 2 tranças metálicas e 1m de comprimento sem existência de prolemas relacionados com caudal disponível.

IX – Requisitos de condições de ensaio

Os ensaios de impulso são também condicionados pelas temperaturas às quais são realizados, nomeadamente a altas temperaturas (até 150° C), condição que será atingida pelo equipamento a ser desenvolvido.

Para uma melhor qualidade dos testes efetuados neste equipamento é desta forma proposta a inclusão de um eixo que será utilizado na solicitação com 1 grau de liberdade as mangueiras testadas, com velocidade ajustável.

X – Requisitos para ensaios de validação

Este tipo de ensaios, ao contrário dos ensaios de impulso, são ensaios de curta duração, ensaios onde a eficácia da solução de montagem das mangueiras a ser ensaiadas será uma importante condicionante da solução a propor.

XI – Condições de manutenção

Este tipo de equipamento requer uma manutenção e monitorização constante, assim sendo para garantir melhores condições de trabalho aos responsáveis pela manutenção destes equipamentos é de interesse que o equipamento seja dividido em 2 módulos, o primeiro onde estará o circuito de comando e todos os componentes necessários e um segundo a câmara onde é possível montar os provetes e onde são realizados os ensaios.

XII – Produto Final

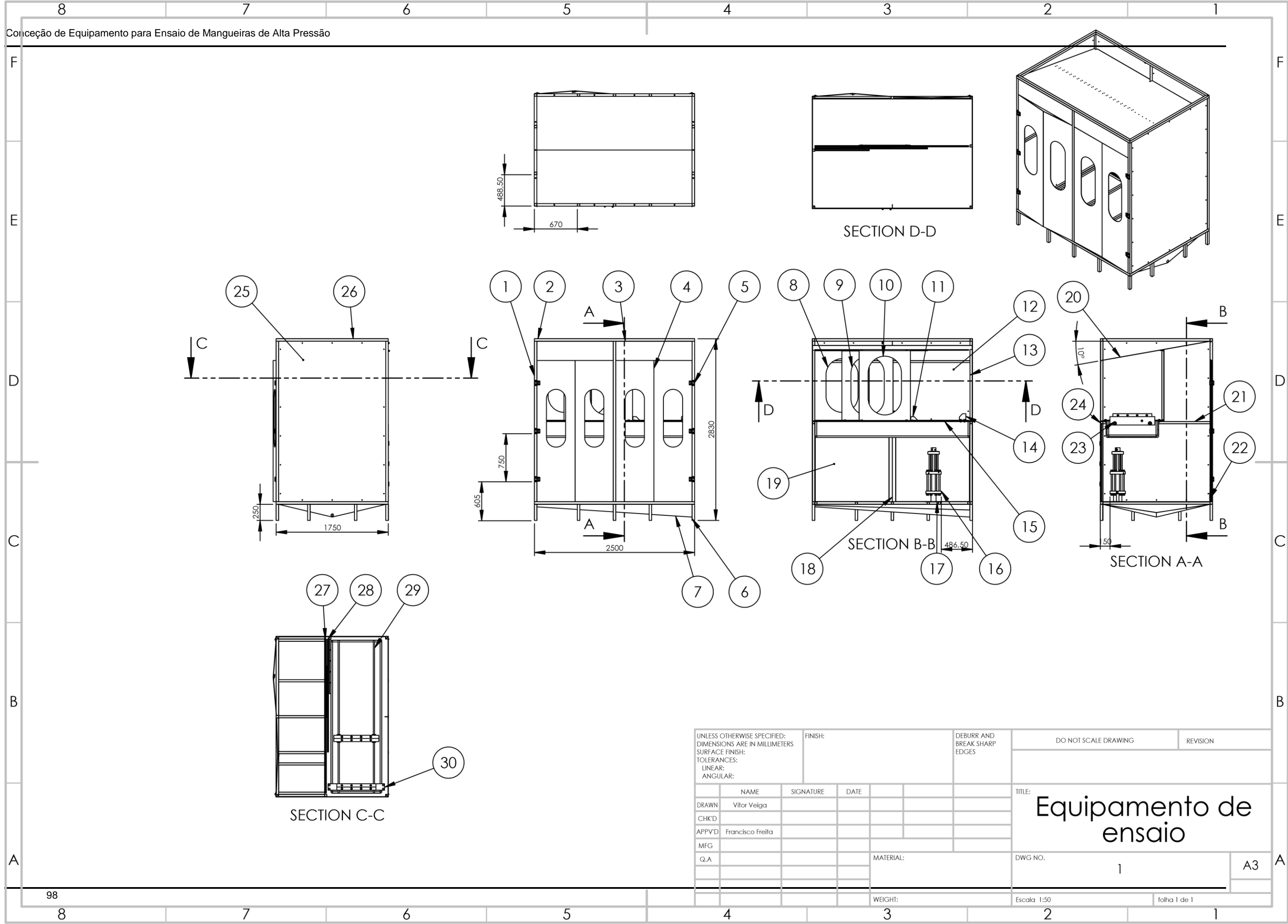
Da conclusão deste projeto resultará um modelo tri-dimensional da máquina concebida com todos os componentes físicos da mesma, bem como a especificação em termos de *software* que permitirá cumprir a especificação de projeto.

Nº componente	Nome	Marca	Quantidade
1	Reservatório 200 l		1
2	Bomba PVP 48	Parker	1
3	Motor 30 kW	Universal Mortors	1
4/7	Válvula limitadora de pressão série RE*E*W	Parker	1
5	Elemento lógico CE*F01	Parker	1
6	Válvula 2/2 de assento C10 D*C	Parker	1
7/4	Válvula limitadora de pressão série RE*E*W	Parker	1
8	Válvula tipo HRP	Hawe	1
9	Elemento lógico CE*F07	Parker	1
10	Válvula reguladora de caudal TDP NG 40	Parker	1
11	Multiplicador de pressão	-----	1
12	Motor/bomba 24 V	Bosch Rexroth	1
13	Limitadora de pressão proporcional	Bosch Rexroth	1
14	Válvula de retenção	Parker	1
15	Válvula de assento tamanho Ng10	Parker	1
16	Válvula estranguladora	Parker	1
17	Acumulador de Pistão 25 l	HYDAC International	1
18	Transdutor de pressão	AEP transducers	1
19			
20	Transdutor de pressão	AEP transducers	1
21	Acumulador de Bexiga 10 l	Bosch Rexroth	1
22	Reservatório 40 l		1
23	Resistência 4.5 kW		1
24	Desmultiplicador de pressão	---	1
25	Válvula 4/3	Parker	1
26	Válvula de retenção	Parker	4

27	Manômetro alta temperatura		1
28	Valvula limitadora de pressão	OilGear	1
29	Transdutor de temperatura	Analog Devices	1
30	Válvula de retenção	Parker	1
31	Transdutor de temperatura	Analog Devices	1
32	Banca de ensaio		1
33	Transdutor de pressão alta temp	AEP transducers	1
34	Válvula de Alta pressão	Oilgear	1
35	Válvula reguladora de pressão	Parker	1
36	Válvula Piloto	OilGear	1
37	Sensor de Nível		1
38	Filtro alta temperatura		1
39	Permutador de calor	BOWMAN	1
40	Transdutor Piezo-estricitivo	MTS Sensors	1
41	Termoestato 160º	Parker	1
42	Sensor de posição de válvula		1
43	Motor elétrico 250 W	WEG	1
44	Bomba de engrenagens exteriores série B	Bosch Rexroth	1
45	Válvula de retenção	Parker	1
46	Válvula de contrapressão	Parker	1
47	Válvula 2/2	Danfoss	1
48	Estrangulador manual		1
49	Permutador de calor	BOWMAN	1
50	Filtro de óleo		1
51	termoestato	Parker	1
52	termoestato	Parker	1
53	Manômetro		1
54	Acumulador 0.5 l	HYDAC	1

ANEXO C: Desenhos 2D

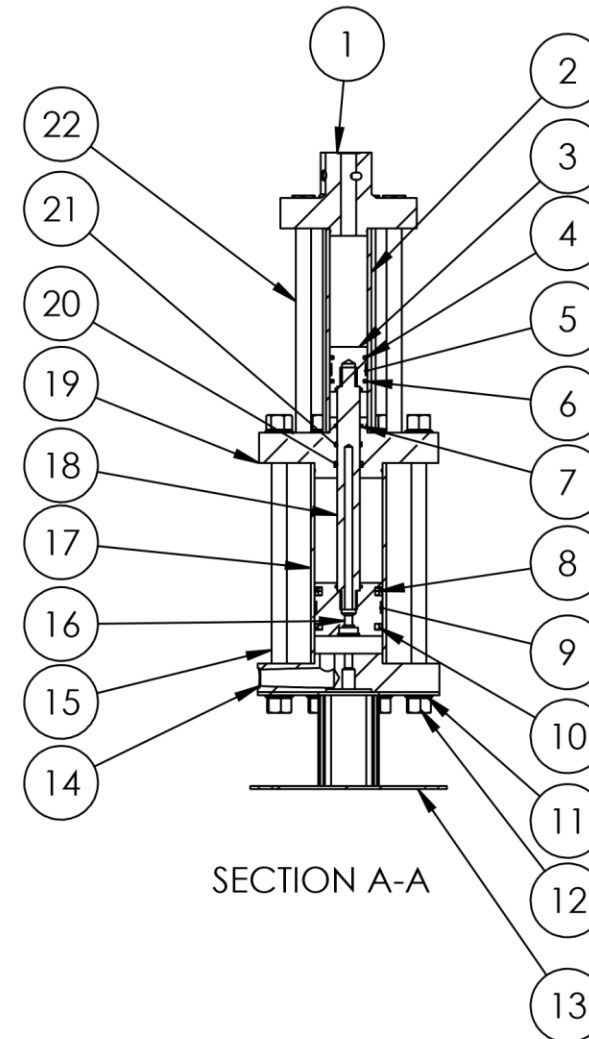
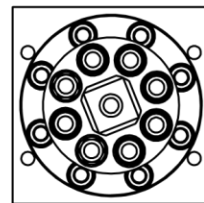
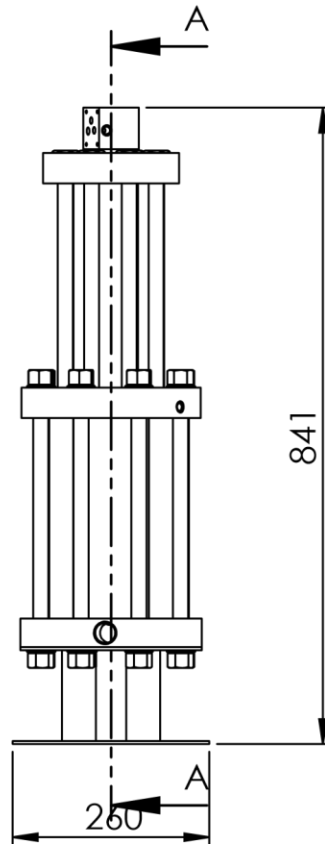
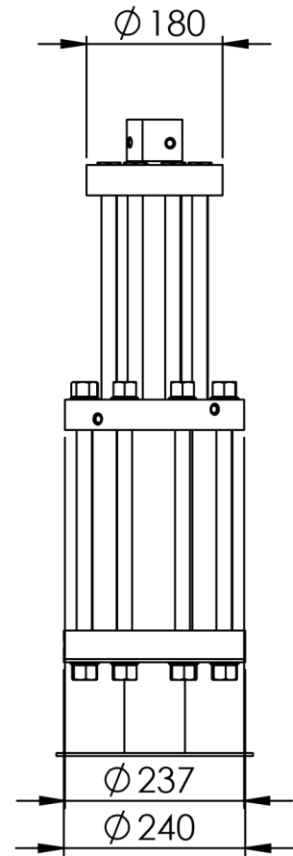
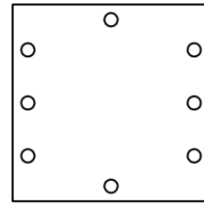
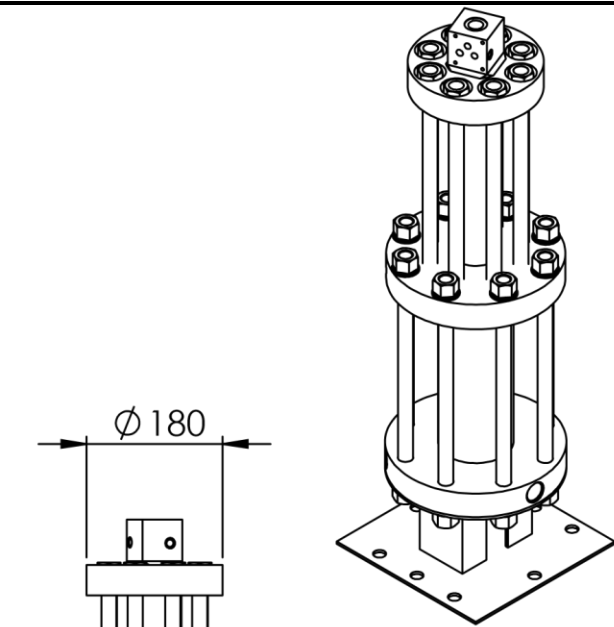
- Desenho de conjunto do equipamento
- Desenho de conjunto do multiplicador
- Desenho de conjunto do desmultiplicador
- Desenho de conjunto do bloco hidráulico
- Desenho de definição do bloco hidráulico



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN: Vilor Veiga			SIGNATURE:		DATE:		TITLE: Equipamento de ensaio		DWG NO. 1	
CHK'D:			MATERIAL:		WEIGHT:		Escala 1:50		folha 1 de 1	
APPV'D: Francisco Freita			MFG:		Q.A:		A3		A	

Lista de Componentes

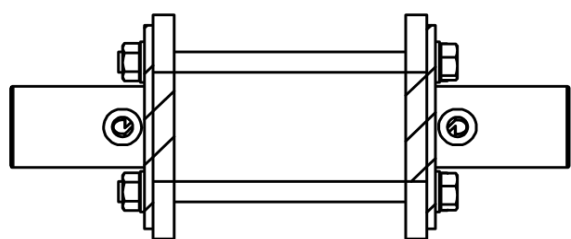
ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	2500	5
2	2500 limites a 45°	4
3	parapeito	2
4	paineis frontais	4
5	Dobradiça PILZ	10
6	apoio	14
7	Reservatório	1
8	porta interior fixa	1
9	portaintermedia	1
10	porta traseira	1
11	conexão mangueiras móvel	1
12	paineis de traseiros	2
13	perfil tubular portas interiores 38x2	2
14	conexão mangueiras	1
15	mesa	1
16	Multiplicador de pressão 3:1	1
17	Base de assentamento multiplicador	1
18	perfil T	1
19	Porta traseira	1
20	teto	1
21	perfis tubulares 38 x 2	8
22	Dobradiça com fecho de segurança PILZ	2
23	Guiamentos lineares IGUS	4
24	perfis de apoio de portas interiores	2
25	paineis laterais	2
26	1750	4
27	LCX_18-1760 Aluflex	2
28	LCX 28H- 2400 Aluflex	2
29	veio de guiamento	2
30	apoio conexão de mangueiras	1



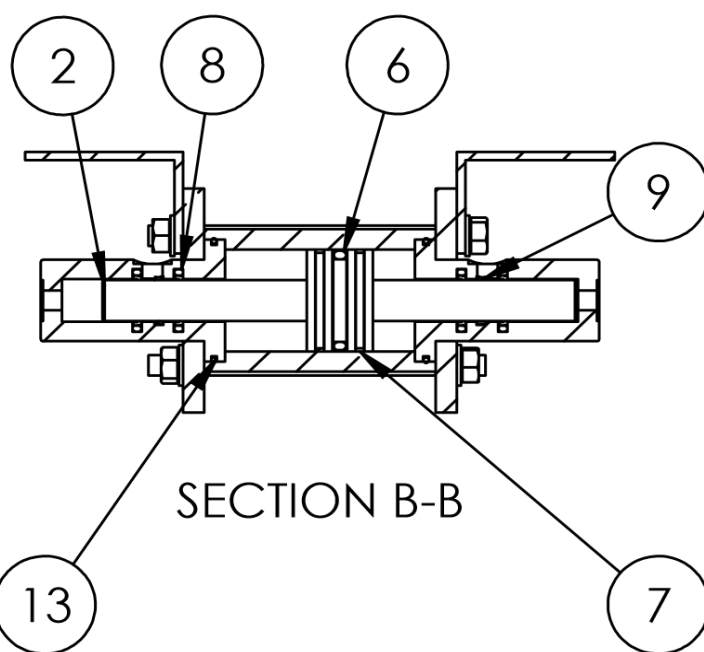
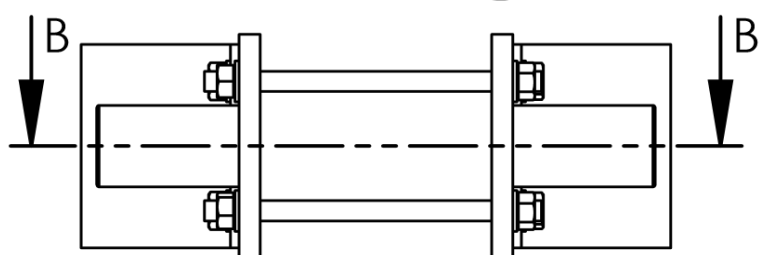
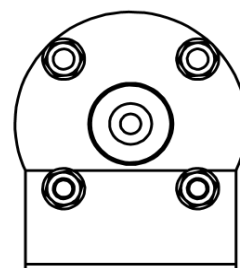
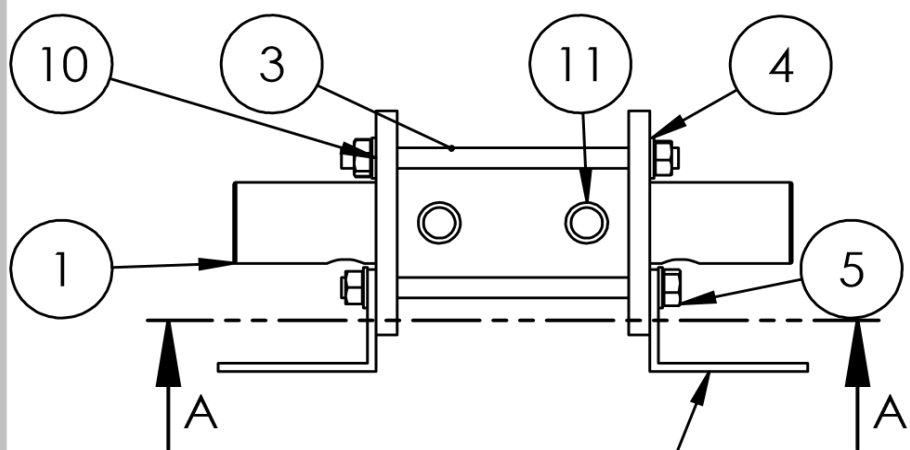
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Multiplicador de pressão	
DRAWN Vitor Veiga					DWG NO.	A3
CHK'D					1	
APPV'D Francisco Freitas						
MFG						
Q.A				MATERIAL:		
				WEIGHT:	Escala 1:10	Folha 1 de 1

Lista de Componentes Multiplicador

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	tampa superior	1
2	cilindro superior	1
3	êmbolo superior	1
4	vedante alta pressão	1
5	cinta de guiamento êmbolo superior	1
6	vedante alta temperatura baixa pressão	1
7	vedante tampa intermédia alta temperatura	1
8	vedante êmbolo inferior baixa pressão	2
9	cinta de guiamento êmbolo inferior	1
10	vedante êmbolo inferior alta pressão	1
11	Anilha ISO 7090 - 20	24
12	Porca Hexagonal ISO - 4033 - M20 - W - N	24
13	suporte multiplicador	1
14	tampa inferior	1
15	tirante inferior	8
16	êmbolo inferior	1
17	cilindro inferior	1
18	haste	1
19	tampa intermédia	1
20	vedante tampa intermédia baixa temperatura	1
21	cinta de guiamento tampa intermédia	1
22	tirante superior	8



SECTION A-A



SECTION B-B

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	Corpo Auxiliar	2
2	embolo	1
3	tirantes	4
4	Washer ISO 7089 - 10	8
5	Hexagon Nut ISO - 4032 - M10 - W - N	8
6	vedante embolo	1
7	cinta	2
8	vedante haste	4
9	cinta haste	2
10	corpo anelar	2
11	corpo central	1
12	apoio	2
13	O-ring 56x2.65-B-ISO 3601-1	2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	Vitor Veiga		
CHK'D			
APPV'D	Francisco Freitas		
MFG			
Q.A			
			MATERIAL:
			WEIGHT:

TITLE:

Desmultiplicador

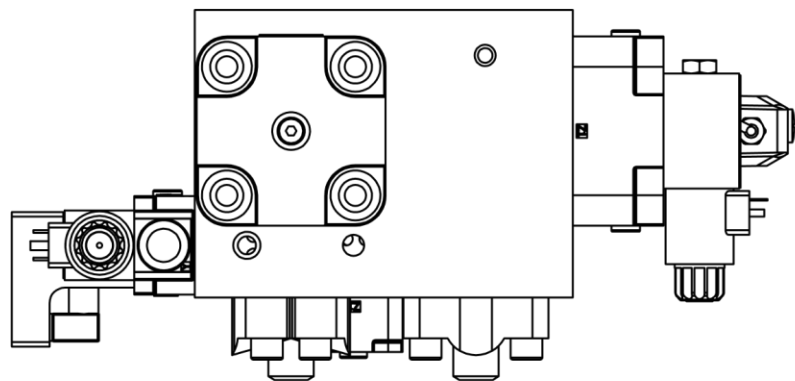
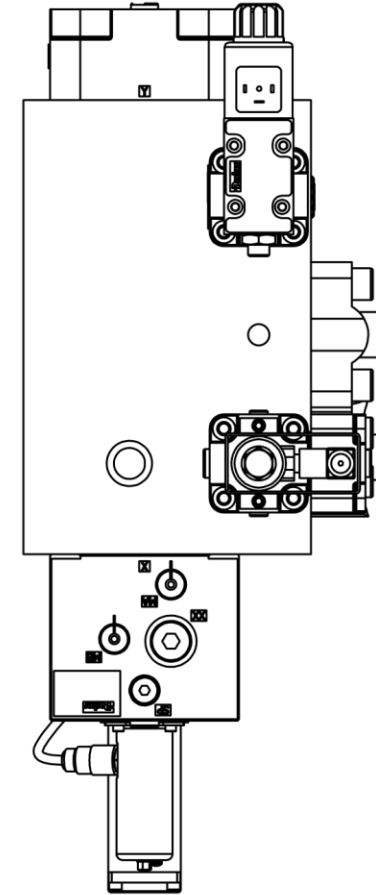
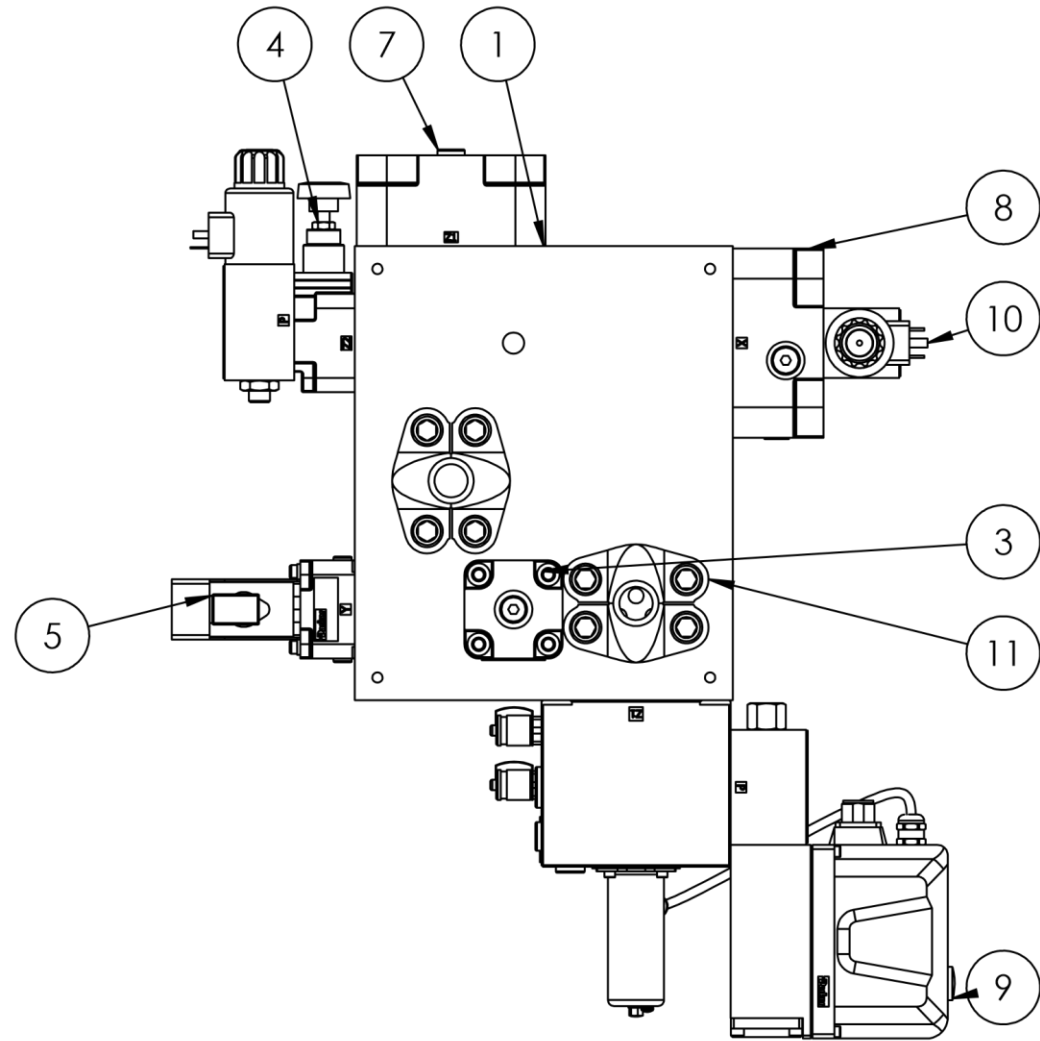
DWG NO.

1

A4

SCALE:1:5

SHEET 1 OF 1



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	bloco hidráulico	1
2	Ng 16 tradicional	1
3	tampa 16 sem possibilidade de montagem de válvula	1
4	limitadora de pressão	1
5	válvula ng16	1
6	NG 40	2
7	tampa 40 sem possibilidade de montagem de válvula	1
8	placa ng 40	1
9	reguladora de caudal	1
10	3-2 para montagem em v5	1
11	flange SAE 6000 1" 1/4	2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Bloco Hidráulico			
DRAWN Vitor Veiga			DWG NO. 1			
CHK'D			A3			
APPV'D Francisco Freitas			escala 1:5			
MFG			Folha 1 de 1			
Q.A			104			
			WEIGHT:			

